

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Pevnostní výpočet unašeče kolové redukce nákladního automobilu

Stress Analysis of Truck Wheel Reduction Carrier

Student:

Michal Peroutka

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej František

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Peroutka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Pevnostní výpočet unašeče kolové redukce nákladního automobilu**
Stress Analysis of Truck Wheel Reduction Carrier

Zásady pro vypracování:

1. Teoretická rešerše statické úlohy řešené pomocí metody konečných prvků
2. Vytvoření a úpravy geometrického modelu
3. Rozbor okrajových podmínek a zatížení soustavy
4. Vyhodnocení napětových a deformačních polí
5. Modifikace soustavy za účelem snížení napětí

Seznam doporučené odborné literatury:

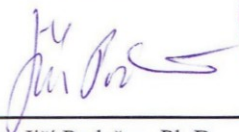
- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
[2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
[3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Peroutka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Pod Zahradami 1295

Kopřivnice

742 21

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PEROUTKA, M. *Pevnostní výpočet unašeče kolové redukce nákladního automobilu : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011, 44 s. Vedoucí práce: František, O.

Bakalářská práce se zabývá řešením pevnostního výpočtu unašeče kolové redukce nákladního automobilu. V úvodu je zpracovaná teoretická rešerže statické úlohy řešené pomocí metody konečných prvků a provedena analýza nejjednoduššího prostorového prvku tetraedru. Následně je popsán princip funkce kolové redukce. Materiálový model jednotlivých částí je lineární s danými materiálovými vlastnostmi. Upravený geometrický model je rozdělen na konečné prvky. Poté následuje rozbor okrajových podmínek a zatížení soustavy. Na základě pevnostního výpočtu jsou vyhodnocena napětí a kritická místa unašeče kolové redukce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PEROUTKA, M. *Stress Analysis of Truck Wheel Reduction Carrier : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2011, 44 p. Thesis head: František, O.

The bachelor thesis engage in stress analysis of truck wheel reduction carrier. At the beginning the theoretical research of static role is evolved (it was solved by finite element method) and the analysis of the simplest component unit tetraedr is accomplished in the same part. The principle of wheel reduciton is also described. Material model of component parts is linear and geometric model is divided into finite elements. The analysis of boundary conditions and system load is elaborated in the next chapter. The tensions and critical points of wheel reduction carrier are evaluated on the basis of stress analysis. And this is the main goal of my bachelor thesis.

OBSAH

| | |
|---|----|
| SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ | 7 |
| 1 Úvod..... | 8 |
| 2 Metoda konečných prvků – MKP | 9 |
| 2.1 Podstata metody konečných prvků | 9 |
| 2.2 Základní rovnice MKP | 9 |
| 2.3 Sestavení globální matice soustavy | 10 |
| 2.4 Postup řešení metodou konečných prvků | 10 |
| 2.5 Analýza prvku – čtyřstěnový prvek – tetraedr | 10 |
| 3 Kolová redukce | 14 |
| 3.1 Členění kolových redukcí (nápravových převodovek) | 14 |
| 3.2 Popis funkce zařízení | 17 |
| 4 Vstupní hodnoty a požadavky zadavatele | 18 |
| 5 Geometrický model..... | 21 |
| 6 Materiálové vlastnosti | 23 |
| 6.1 Materiál čepu a satelitu – ocel 14 224 | 23 |
| 6.2 Materiál unašeče – tvárná litina 42 2307 | 23 |
| 7 Diskretizace geometrického modelu na konečné prvky | 23 |
| 8 Okrajové podmínky, zatížení a kontaktní nastavení | 24 |
| 9 Charakter a nastavení výpočtu | 28 |
| 10 Výsledky pevnostní analýzy unašeče | 29 |
| 10.1 Pole redukovaného napětí od nalisování čepů | 29 |
| 10.2 Celkové posunutí a redukované napětí od nalisování a zatížení satelitů | 32 |
| 10.3 Rozložení hlavních napětí v kritických místech unašeče | 36 |
| 10.4 Vykreslení 1. hlavního napětí v kritickém místě 1 | 37 |
| 10.5 Vykreslení 3. hlavního napětí v kritickém místě 2 | 38 |
| 10.6 Penetrace v kontaktech | 39 |
| 10.7 Pohyb kontaktních ploch | 39 |
| 10.8 Kontaktní tlak | 40 |
| 11 Modifikace soustavy za účelem snížení napětí | 41 |
| 11.1 Doporučená úprava ramene mezi čely | 41 |
| 12 Závěr | 42 |
| 13 Seznam použité literatury | 43 |

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

| | Písmena latinské abecedy | |
|---------------------|---|----------------|
| Označení | Popis významu | Jednotka |
| $[A]$ | Matice, jež je tvořena ze souřadnic uzlů prvku, nul a jednotek | $[-]$ |
| $[A]^{-1}$ | Inverzní matice, jež je tvořena ze souřadnic uzlů prvku, nul a jednotek | $[-]$ |
| $[C]$ | Matice tuhosti materiálových konstant | $[MPa]$ |
| E | Modul pružnosti v tahu | $[Mpa]$ |
| F_{sA} | Síla, kterou jsou zatíženy satelity | $[N]$ |
| $[G]$ | Transformační matice | $[-]$ |
| $[G]^T$ | Transponovaná transformační matice | $[-]$ |
| $[K]$ | Globální matice tuhosti | $[N \cdot mm]$ |
| $[M]$ | Matice členů polynomu (bázových funkcí) | $[-]$ |
| $[N]$ | Transformační matice | $[-]$ |
| $[N]^T$ | Transponovaná transformační matice | $[-]$ |
| $\{R\}$ | Vektor vnějších uzlových sil | $[N]$ |
| $\{R_p\}$ | Vektor uzlových sil od vnějšího zatížení | $[N]$ |
| $\{R_\varepsilon\}$ | Vektor uzlových sil od počátečních deformací | $[N]$ |
| $\{R_\sigma\}$ | Vektor uzlových sil od vneseného předpětí | $[N]$ |
| V | Objem čtyřstěnu | $[mm^3]$ |
| d_f | Patní kružnice | $[mm]$ |
| $\{p\}$ | Vektor povrchových sil | $[N]$ |
| $\{r\}$ | Vektor neznámých zobecněných uzlových posunutí | $[mm]$ |

| | Písmena řecké abecedy | |
|---------------------|--|----------|
| Označení | Popis významu | Jednotka |
| $\{\Delta\}$ | Vektor zobecněných uzlových posunutí | $[mm]$ |
| $\{\alpha\}$ | Vektor obsahující neznámé koeficienty α_i | $[mm]$ |
| $\{\varepsilon_0\}$ | Vektor počátečních deformací | $[mm]$ |
| $\{\sigma_0\}$ | Vektor počátečních napětí | $[MPa]$ |

1 Úvod

Předmětem bakalářské práce je pevnostní výpočet a tvarová optimalizace unašeče kolové redukce nákladní automobilu TATRA. Kolová redukce je zejména používána u nákladních automobilů, stavebních strojů, traktorů a podobně. Jelikož redukce jsou cenově vysoce nákladné, tak se objevují hlavně v těchto vozidlech. U osobních automobilů nejsou ekonomicky výhodné.

V teoretické rešerži bude popsána podstata metody konečných prvků se zaměřením na analýzu nejjednoduššího prostorového čtyřstěnného prvku (tetraedru).

Zadavatel poskytl geometrický model unašeče včetně satelitů, čepů a dalších dílů, které nejsou pro výpočet podstatné. K modelu jsou poskytnuty také výkresy a zpráva popisující jednotlivá zatížení kolové redukce. Na základě podkladů poskytnutých od zadavatele, budou provedeny drobné úpravy ploch.

Pevnostní výpočet bude proveden metodou konečných prvků. Tato metoda vyžaduje rozdělení těles na malé tzv. konečné prvky. Čepy a satelity budou diskretizovány prvkem tvaru hexaedru a těleso unašeče prvkem tvaru tetraedru.

Celá soustava kolové redukce bude zatížena pouze staticky. Pro čepy, satelity a unašeč bude uvažován lineární model materiálu, kde hodnota napětí nepřekročí mez kluzu.

Na základě pevnostního výpočtu budou vyhodnocena napětí a kritická místa na unašeči. V prvním kroku od samotného nalisování čepů v unašeči a následně v druhém kroku od nalisování včetně zatížení na satelitech.

2 Metoda konečných prvků – MKP

2.1 Podstata metody konečných prvků

Výpočtový model konstrukce se vytvoří tak, že se konstrukce rozloží na menší (fiktivní) části, nazývané konečné prvky, jejichž analýza je poměrně snadná a pro většinu částí stejná.

Je třeba nutně formulovat podmínky, které zajišťují potřebnou interakci těchto konečných prvků konstrukce tak, aby vytvořily souvislý celek, tedy aby byla zajištěna rovnováha a kompatibilita konstrukce. Z těchto podmínek se vypočítají neznámé silové nebo deformační faktory, nejprve na hranicích jednotlivých prvků, posléze i uvnitř.

U jednorozměrných prvků lze snadno formulovat vztahy mezi silami a posuvy, a taktéž snadno stanovit matici tuhosti. U vícerozměrných prvků nelze matici tuhosti odvodit exaktně, lze to provést jen nepřímou, tak že se zvolí pro silové složky (u silové varianty) nebo pro složky posunutí (u deformační varianty) náhradní funkce a požaduje se, aby na okrajích prvku měly tyto funkce hodnoty, které by alespoň přibližně odpovídaly silám nebo posunutím sousedních prvků. Vhodnost volby náhradních funkcí je rozhodující pro přesnost numerického řešení. Téměř všechny komerční programy jsou založeny na deformační variantě MKP.

2.2 Základní rovnice MKP

Základní rovnici statické úlohy lze zapsat ve tvaru

$$[K] \cdot \{\Delta\} = \{R_v\}. \quad (1.1)$$

Matice tuhosti $[K]$ je singulární. Singulární matice je čtvercová matice, jestliže její determinant je roven nule $\det K = 0$, což znamená, že soustava rovnic nemá jedno jediné řešení. Singularita se odstraní respektováním okrajových podmínek.

Soustava rovnic má právě jedno řešení právě tehdy, když $\det K \neq 0$, z čehož plyne, že čtvercová matice tuhosti $[K]$ je regulární a lze k ní vytvořit matici inverzní $[K]^{-1}$.

Celkový vektor zobecněných uzlových sil prvku lze obecně rozepsat ve tvaru

$$\{R_v\} = \{R_p\} - \{R_\sigma\} + \{R_\varepsilon\} + \{R\}, \quad (1.2)$$

kde jednotlivé členy jsou vyjádřeny vztahy

$$\{R_p\} = \int_{(S_p)} [N]^T \{p\} dS, \text{ což jsou uzlové síly od vnějšího zatížení,} \quad (1.3)$$

$$\{R_\sigma\} = \int_{(V)} [G]^T \{\sigma_o\} dV, \text{ což jsou uzlové síly od vneseného předpětí,} \quad (1.4)$$

$$\{R_\varepsilon\} = \int_{(V)} [G]^T [C] \{\varepsilon_o\} dV, \text{ což jsou uzlové síly od počátečních deformací,} \quad (1.5)$$

$$\{R\} \text{ jsou vnější zobecněné uzlové síly.} \quad (1.6)$$

2.3 Sestavení globální matice soustavy

Globální matice celé soustavy se vytvoří tak, že se prvky lokálních (elementárních) matic tuhosti elementů sečtou pro společný uzel a směr, tedy na společné adrese určené číslem řádku a sloupce. K tomu je nutno použít průběžné číslování posuvů a sil v globální soustavě.

Hodnota prvku lokální matice tuhosti prvku se přičte k prvku globální matice se stejným globálním číslem. Globální čísla jednotlivých posunutí udává lokalizační tabulka (příslušná čísla u matic tuhosti vyšetřovaných prvků označují jednotlivé sloupce a řádky globální matice tuhosti).

Výsledná globální matice tuhosti celé soustavy je čtvercová a symetrická.

2.4 Postup řešení metodou konečných prvků

Při řešení metodou konečných prvků lze rozeznat fáze:

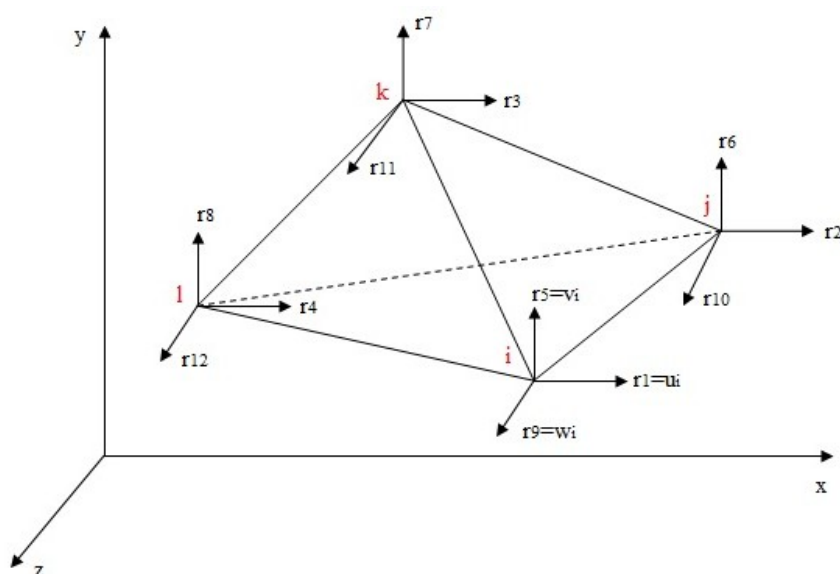
1. Rozdělení kontinua na prvky
2. Volba báze funkcí posunutí
3. Odvození matice tuhosti jednotlivého elementu pomocí variačního principu
4. Globalizace. Sestavení globální matice tuhosti soustavy
5. Výpočet neznámých posunutí s uvažováním geometrických okrajových podmínek (uložení, podepření konstrukce)
6. Výpočet odvozených veličin, např. deformací a napětí ze známých uzlových posunutí.

2.5 Analýza prvku – čtyřstěnový prvek – tetraedr

Čtyřstěnový prvek je nejjednodušší prostorový prvek. Má čtyři uzly, v každém tři zobecněné posuvy, celkem dvanáct stupňů volnosti.

Používá se pro řešení úloh prostorové napjatosti.

Pod $P(x, y, z)$ leží uvnitř prostorového prvku (Obr. 2.1).



Obr. 2.1 Čtyřstěnový prvek

Polynom pro posuvy obecného bodu $P(x, y, z)$ v jehlanovém prvku lze volit

$$\left. \begin{aligned} u(x, y, z) &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z, \\ v(x, y, z) &= \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 z, \\ w(x, y, z) &= \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z. \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

Uvedené rovnice (1.7) vyjadřují posuvy jako funkce souřadnic a dají se obecně zapsat ve tvaru

$$\{u\}_{(s,1)} = [M]_{(s,n)} \{\alpha\}_{(n,1)}, \quad (1.8)$$

kde vektor $\{\alpha\}$, obsahuje neznámé koeficienty α_i (někdy se jim říká zobecněné souřadnice). Matice $[M]$ je matice členů polynomu (bázových funkcí).

Pro čtyřstěn s uzly ve vrcholech je $s = 3$, $\alpha = 12$.

Matice $[M]$ je sestavena z prvků plynoucích z rovnice (1.7), tedy

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z \end{bmatrix} \quad (1.9)$$

a

$$\{\alpha\} = \{\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \dots, \alpha_{12}\}^T. \quad (1.10)$$

Konstanty $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{12}$ je nutno stanovit na základě posuvů v uzlech prvku.

Z rovnic (7.1) plyne

$$\left. \begin{aligned} r_1 = u_i &= \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i, \\ r_2 = u_j &= \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j + \alpha_4 z_j, \\ r_3 = u_k &= \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k + \alpha_4 z_k, \\ r_4 = u_l &= \alpha_1 + \alpha_2 x_l + \alpha_3 y_l + \alpha_4 z_l, \\ r_5 = v_i &= \alpha_5 + \alpha_6 x_i + \alpha_7 y_i + \alpha_8 z_i, \\ r_6 = v_j &= \alpha_5 + \alpha_6 x_j + \alpha_7 y_j + \alpha_8 z_j, \\ r_7 = v_k &= \alpha_5 + \alpha_6 x_k + \alpha_7 y_k + \alpha_8 z_k, \\ r_8 = v_l &= \alpha_5 + \alpha_6 x_l + \alpha_7 y_l + \alpha_8 z_l, \\ r_9 = w_i &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_i + \alpha_{11} y_i + \alpha_{12} z_i, \\ r_{10} = w_j &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_j + \alpha_{11} y_j + \alpha_{12} z_j, \\ r_{11} = w_k &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_k + \alpha_{11} y_k + \alpha_{12} z_k, \\ r_{12} = w_l &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_l + \alpha_{11} y_l + \alpha_{12} z_l. \end{aligned} \right\} \quad (1.11)$$

V maticové formě potom bude

$$\begin{Bmatrix} r \\ (n,1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ (n,n) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ (n,1) \end{Bmatrix}, \quad (1.12)$$

kde

$$\{r\} = \{r_1, r_2, r_3, \dots, r_n\}^T \quad (1.13)$$

je vektor uzlových posunutí.

Matice $[A]$ je vytvořena ze souřadnic uzlů prvku, nul a jednotek a plyne z (1.11) ve tvaru

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_j & y_j & z_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_k & y_k & z_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_l & y_l & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_i & y_i & z_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & y_j & z_j & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k & y_k & z_k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_l & y_l & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_i & y_i & z_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & y_j & z_j \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k & y_k & z_k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_l & y_l & z_l \end{bmatrix}. \quad (1.14)$$

Z rovnice (1.12) plyne

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ (n,1) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ (n,n) \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} r \\ (n,1) \end{Bmatrix} \quad (1.15)$$

a dále po dosazení do (1.8)

$$\begin{Bmatrix} u \end{Bmatrix}_{(s,1)} = \begin{bmatrix} M \end{bmatrix}_{(s,n)} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix}_{(n,n)}^{-1} \begin{Bmatrix} r \end{Bmatrix}_{(n,1)}. \quad (1.16)$$

Označí-li se

$$\begin{bmatrix} N \end{bmatrix}_{(s,n)} = \begin{bmatrix} M \end{bmatrix}_{(s,n)} \begin{bmatrix} A \end{bmatrix}_{(n,n)}^{-1}, \quad (1.17)$$

kde $\begin{bmatrix} N \end{bmatrix}$ je matice tvarových funkcí, lze vektor posuvů vyjádřit pomocí uzlových posuvů ve tvaru

$$\begin{Bmatrix} u \end{Bmatrix}_{(s,1)} = \begin{bmatrix} N \end{bmatrix}_{(s,n)} \begin{Bmatrix} r \end{Bmatrix}_{(n,1)}. \quad (1.18)$$

Prvky matice $\begin{bmatrix} N \end{bmatrix}$ jsou tzv. převodní funkce nebo také funkce tvaru. Nazývají se tak proto, že jsou jednoznačně určeny typem a tvarem prvku a volbou báзовých funkcí.

Pro čtyřstěnný prvek je matice $\begin{bmatrix} N \end{bmatrix}$ obdélníková rozměru (3,12)

$$\begin{bmatrix} N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k & N_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & N_j & N_k & N_l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & N_j & N_k & N_l \end{bmatrix}. \quad (1.19)$$

Matici tuhosti prostorového prvku lze zapsat ve tvaru

$$\begin{bmatrix} K \end{bmatrix} = \int_{(V)} \begin{bmatrix} G \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} dV = \begin{bmatrix} G \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G \end{bmatrix} V, \quad (1.20)$$

kde $\begin{bmatrix} G \end{bmatrix}$ je transformační matice, $\begin{bmatrix} C \end{bmatrix}$ matice tuhosti materiálových konstant a V je objem čtyřstěnu.

Po rozepsání lze matici tuhosti zapsat vztahem

$$\begin{bmatrix} K \end{bmatrix} = V \begin{bmatrix} G_i^T \\ G_j^T \\ G_k^T \\ G_l^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_i & G_j & G_k & G_l \end{bmatrix}, \quad (1.21)$$

případně obecně

$$\begin{bmatrix} K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} & K_{ik} & K_{il} \\ K_{ji} & K_{jj} & K_{jk} & K_{jl} \\ K_{ki} & K_{kj} & K_{kk} & K_{kl} \\ K_{li} & K_{lj} & K_{lk} & K_{ll} \end{bmatrix}. \quad (1.22)$$

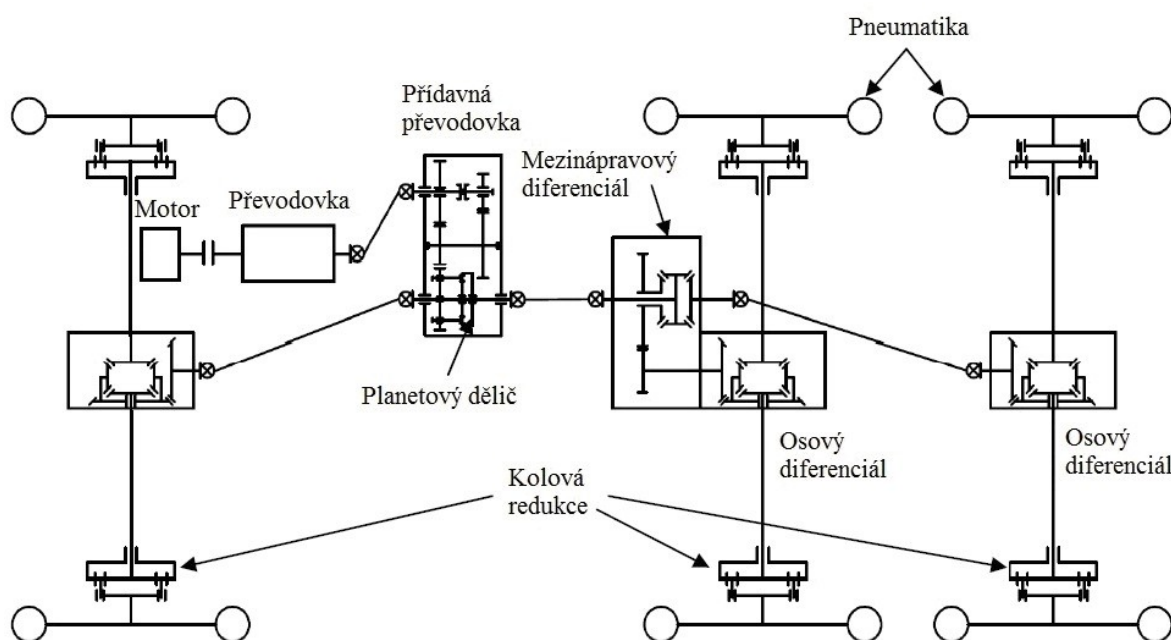
Prvek matice tuhosti čtyřstěnného prvku je submatice rozměru (3,3).

3 Kolová redukce

U těžkých nákladních automobilů se používají nápravové převodovky, tzv. kolové redukce, které jsou uloženy přímo na hnané nápravě automobilu v hlavách kol. Umístění kolové redukce na nákladním automobilu je patrné ze schématu na Obr. 3.1.

Kolové redukce jsou využívány hlavně pro zvýšení kroutícího momentu přenášeného na kolo a tím současně snižují zatížení celého převodového ústrojí. V některých případech slouží kolové redukce ke zvýšení světlé výšky nápravy, z toho důvodu má automobil lepší průchodnost terénem.

Kolová redukce je zejména používána u nákladních automobilů, stavebních strojů, traktorů a podobně. Jelikož redukce jsou cenově vysoce nákladné, tak se objevují hlavně v těchto vozidlech. U osobních automobilů by nebyly ekonomicky výhodné.



Obr. 3.1 Schéma nákladního automobilu s pohonem 6x6

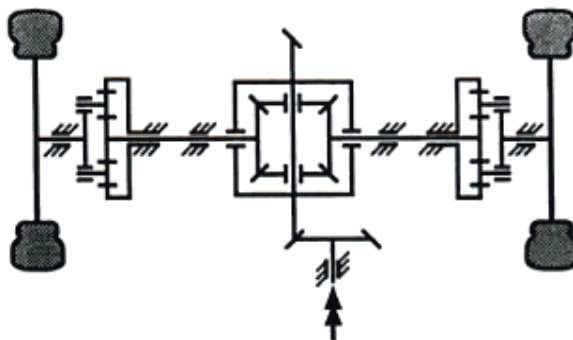
3.1 Členění kolových redukcí (nápravových převodovek)

Kolové redukce se rozdělují zejména podle uložení polohy os nápravy a kola.

Kolová redukce se sousým přenosem

Tyto převodovky se používají pro zvýšení kroutícího momentu (snížení otáček) na nápravě. Převodovka leží na jedné ose jako kolo, což je patrné na Obr. 3.2 a Obr.3.3. Nejčastější provedení je formou planetového převodu v náboji kola.

Použití kolové redukce se souosým přenosem je například u vozů Tatra, Man a dalších.



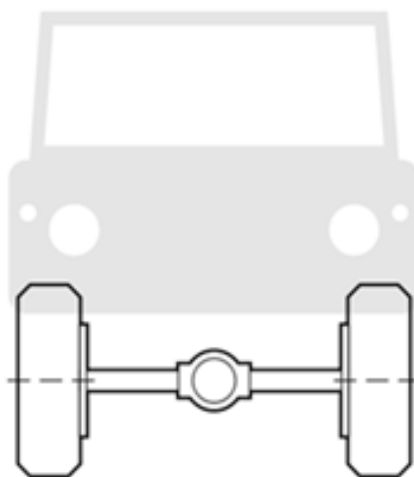
Obr. 3.2 Schéma převodu se souosým přenosem

Použití planetové převodovky má řadu výhod:

- schopnost přenosu velkých výkonů,
- velké převodové poměry,
- malé rozměry,
- malé hmotnosti,
- maximální využití prostoru převodovky.

Mezi nevýhody se řadí:

- vyšší nároky na přesnost výroby i montáže,
- náročnější konstrukční řešení.

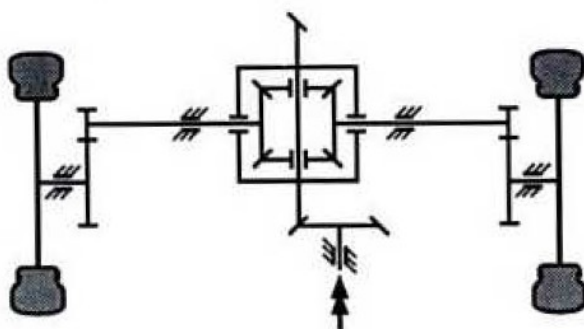


Obr. 3.3 Znázornění polohy os nápravy

Kolová redukce s rozdílnou polohou os

Rovněž se používají ke zvýšení kroutícího momentu na nápravě, ale dalším cílem je zvýšit vzdálenost mezi nápravou a terénem pro lepší průchodnost vozidla. Typickým představitelem je tzv. portálová náprava. Reduktor zvedá světlou výšku nápravy, což znamená, že hnací nápravy jsou nad středem kola a je rozdílná s osou kola (viz. Obr. 3.4 a Obr. 3.6), za použití stejných rozměrů pneumatik.

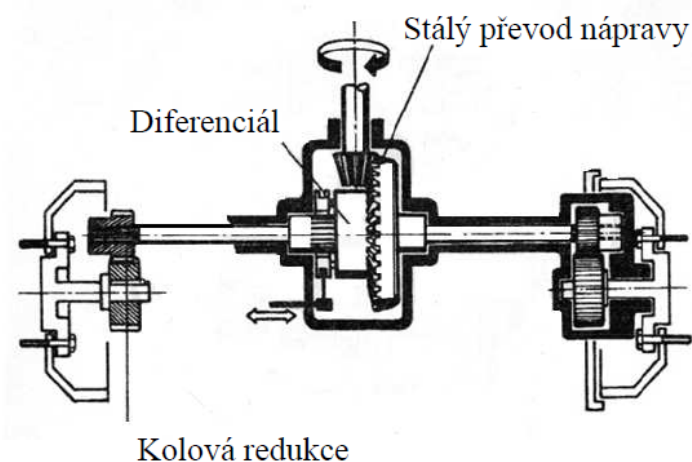
Žádoucí je proto u teréních vozidel a speciálů, např. Praga V3S, Tatra 810 aj.



Obr. 3.4 Schéma převodu s rozdílnou polohou os

Výsledkem použití portálové nápravy je vysoká světlá výška a současně zachované nízké těžiště. Tyto nákladní automobily jsou stavěny pro překážky až půl metru vysoké, které mohou bez potíží překonávat.

U portálové nápravy je použito v kolové redukci převodu čelní ozubená kola se šikmým ozubením viz. Obr. 3.5.



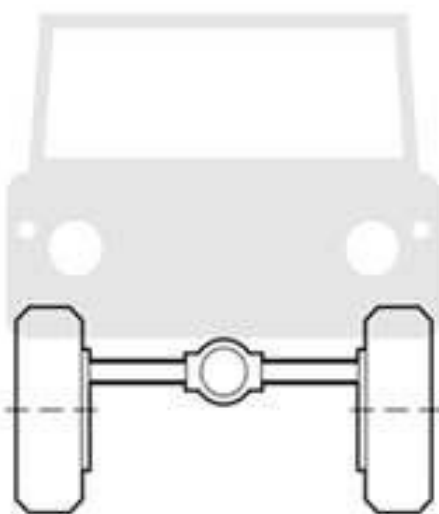
Obr. 3.5 Kolová redukce s použitím čelních ozubených kol

U použití ozubení se šikmými zuby jsou tyto výhody:

- pozvolný vstup do a výstup ze záběru,
- nedochází k dynamickým účinkům,
- nižší vibrace a hluk,
- tužší zuby.

Mezi nevýhody se řadí:

- axiální síla v ozubení
- kola jsou citlivá na axiální montáž.

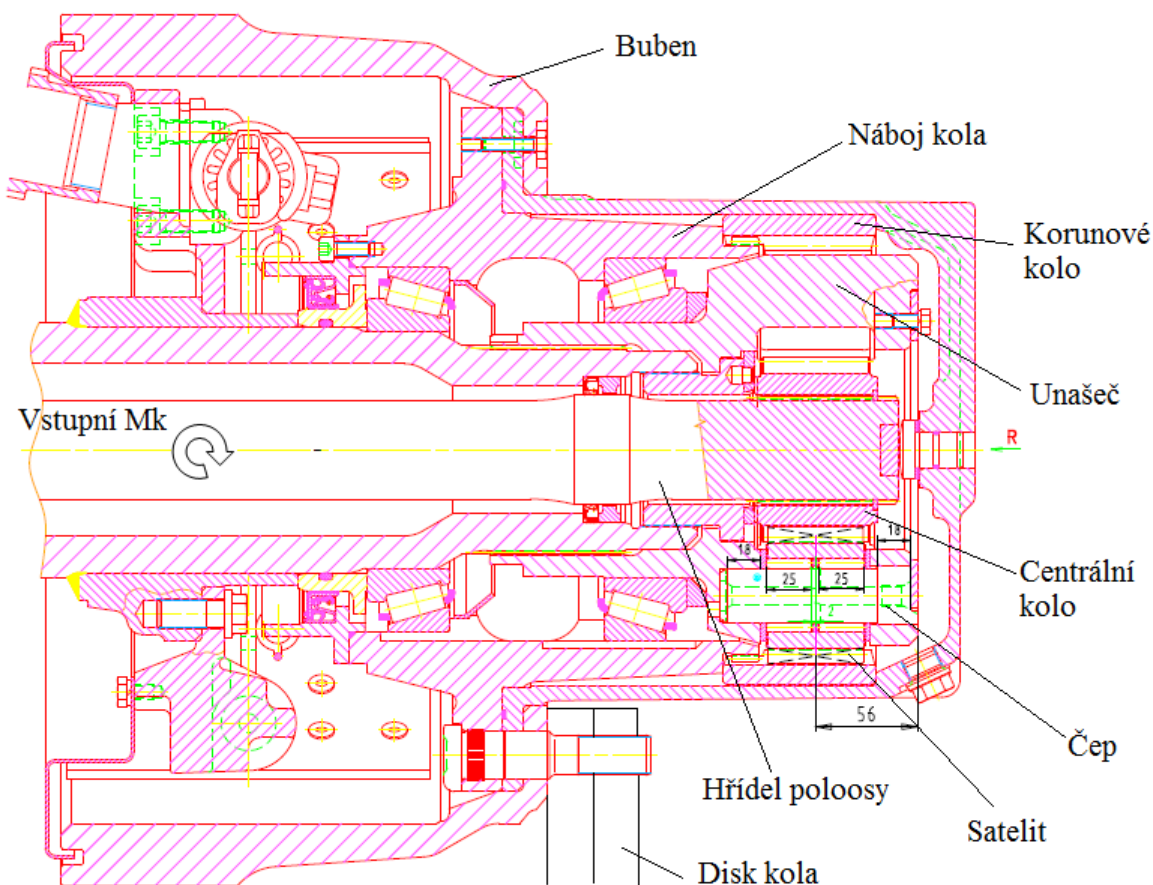


Obr. 3.6 Znáznornění polohy os nápravy

3.2 Popis funkce zařízení

Principem funkce kolové redukce je zvýšení výsledného kroutícího momentu z hřídele poloosy na buben kola. Vstupní kroutící moment na hřídeli poloosy nejprve roztáčí centrální kolo, které je spojeno s hřídelí pomocí evolventního drážkování. Toto centrální kolo uvádí do pohybu satelity. Satelity jsou uloženy v jehlových ložiscích na osách satelitů, které jsou nalisovány v unašeči s určitým přesahem. Satelity roztáčí korunové kolo, které je spojeno s nábojem kola pomocí rovnobokého drážkování. Následně je pohyb přenášén na buben kola, který je pevně uchycen šrouby k náboji kola. Výsledný kroutící moment je přenášén na kolo a dochází k jeho pohybu. Unašeč je u nepravé planety zabrzděn a pomocí drážkování spojen s nehybnou částí uzlu kolové redukce.

Mazání jednotlivých součástí uzlu funguje na principu uzavřené převodovky, do které se napustí olej. Sestava zástavby kolové redukce s popisem jednotlivých částí je zobrazena na Obr. 3.7.

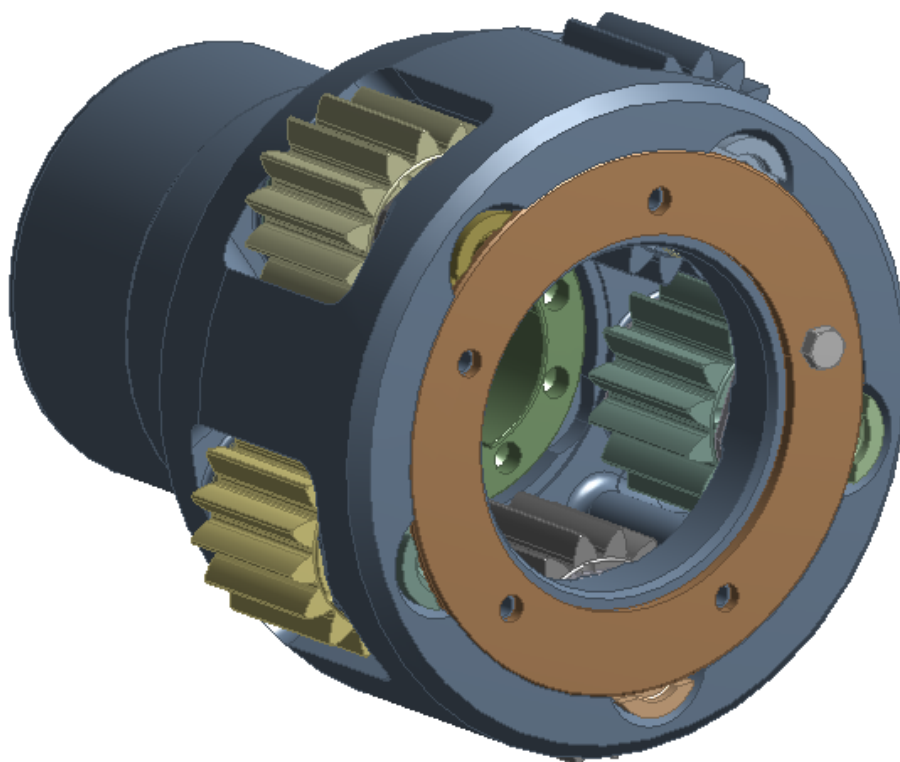


Obr. 3.7 Sestava zástavby kolové redukce

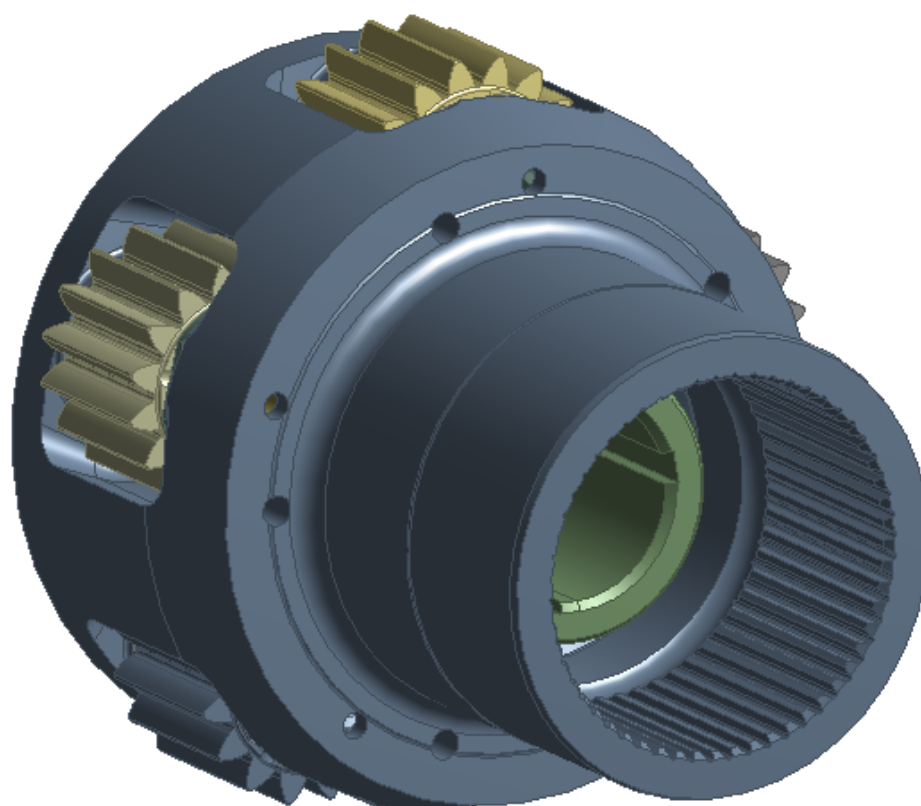
4 Vstupní hodnoty a požadavky zadavatele

Technickým problémem je unášec kolové redukce nákladního automobilu vyrobený z tvárné litiny ČSN 42 2307 (mez kluzu 420 MPa, nejnižší pevnost v tahu 700 MPa). Zadavatel požaduje zjištění kritických míst a případnou úpravu tvaru unašeče tak, aby odolal jím definovanému provoznímu zatížení, které je aplikované na satelity popřípadě na čepy satelitů. Zadavatel rovněž požaduje zahrnutí do výpočtu napětí od nalisování čepů do unašeče.

Zadavatel poskytl prostorový geometrický model unašeče včetně čepů, satelitů a několika a dalších dílů, které nejsou pro výpočet podstatné viz Obr. 4.1 a Obr. 4.2.



Obr. 4.1 Geometrický prostorový model poskytnutý od zadavatele

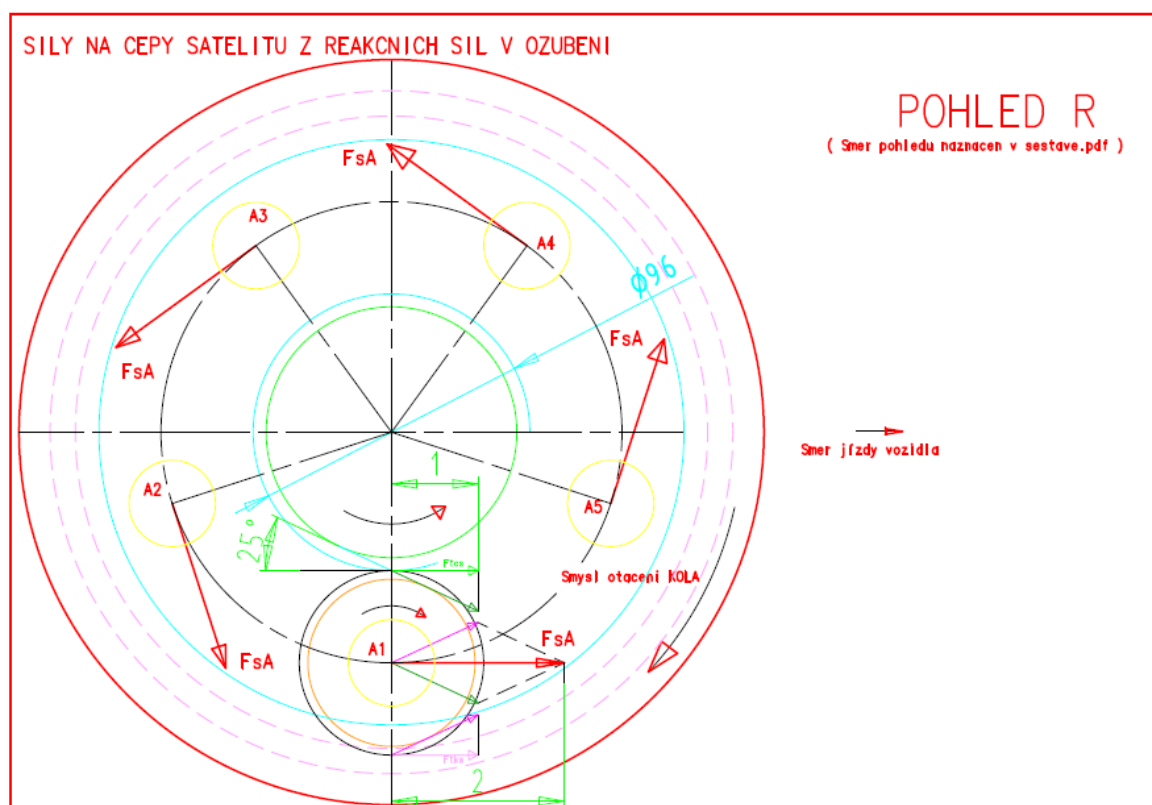


Obr. 4.2 Geometrický prostorový model poskytnutý od zadavatele

Akční síla ze záběru centrální kolo – satelit se přenese na čep a složí se z reakční silou od korunového kola. Výsledná síla působící na čep je $F_{sA} = 125,034 \text{ kN}$.

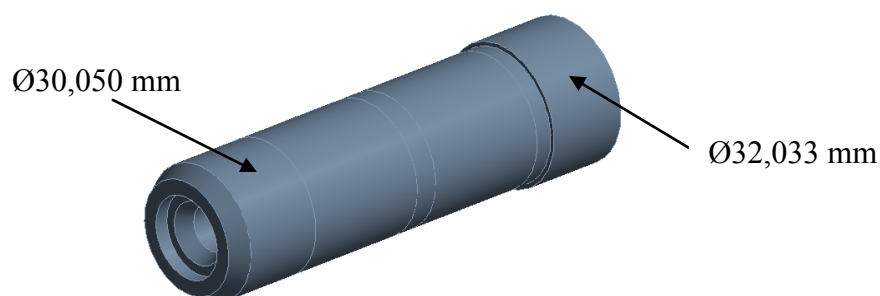
Natočení výsledných sil působících na čepy vyplývají z natočení jednotlivých čepů (A1-A5). Provozní zatížení a natočení výsledných sil je dokumentováno na Obr. 4.3.

Výsledné síly způsobují na skříní zátěžný moment, který musí zachytit drážkování pevné části nápravy. Reakční moment nápravy je $50,014 \text{ kNm}$.



Obr. 4.3 Schéma zakreslení sil působící na čepy

Čepy vyrovnávacích kol jsou ve skříní lisovány s přesahem. Na malém průměru je uložení 30C8/30.18g5 s přesahem 0.001 až 0.050 na průměr a na velkém průměru 32H7/n6 s přesahem 0.00 – 0.033 na průměr. Přesahy na čepu s vyznačenými průměry jsou zobrazeny na Obr. 4.4.



Obr. 4.4 Jednotlivé přesahy na čepu

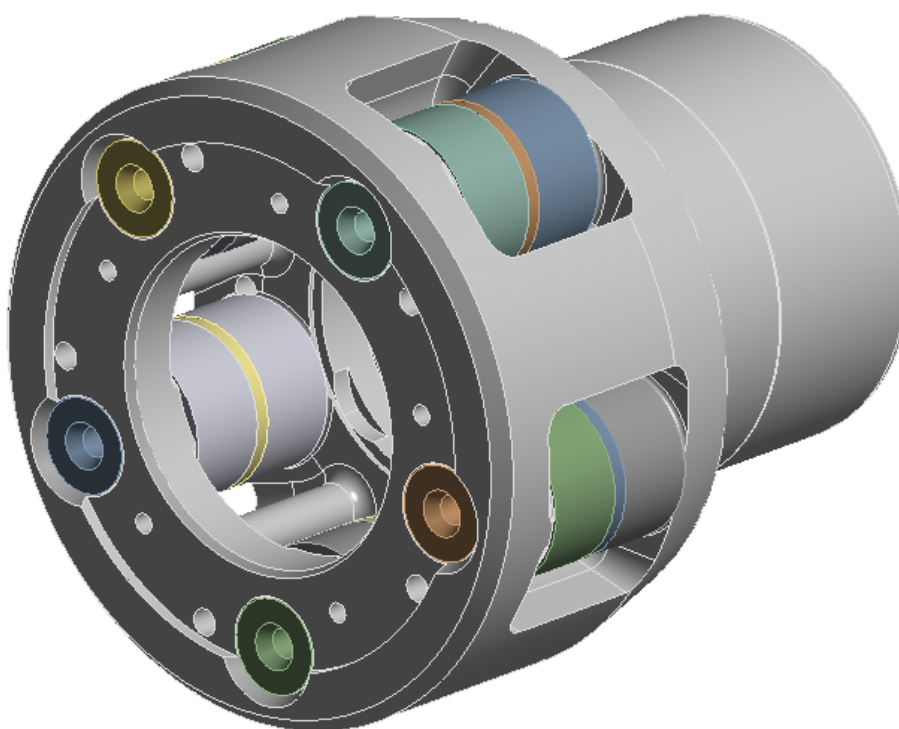
5 Geometrický model

U daného geometrického modelu byly provedeny drobné úpravy typu sjednocení malých ploch nebo úprava ploch nahrazením ostrého rohu. Jelikož vnitřní drážkování unašeče bylo zadavatelem zkontrolováno, nebylo zapotřebí jej při analýze uvažovat. Vnitřní drážkování bylo nahrazeno válcovou plochou o průměru odpovídající hlavové kružnici drážkování. Výpočetní geometrický model je znázorněn na Obr. 5.1 a Obr. 5.2.

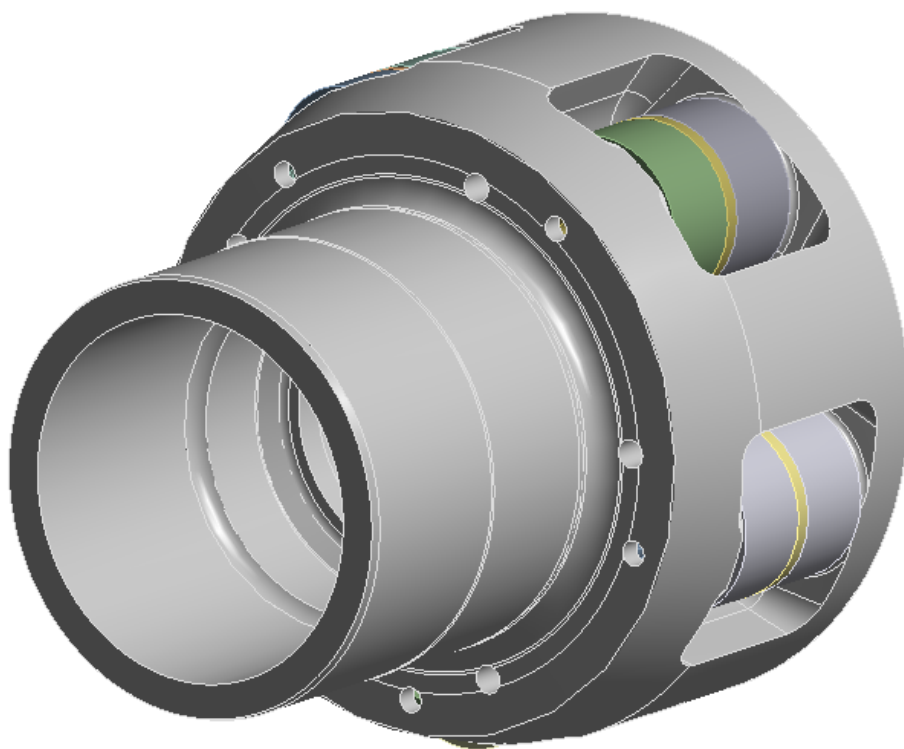
Čepy byly vytvořeny s odpovídajícími přesahy. Průměry děr na unašeči jsou 30 mm a 32 mm. Průměry s přesahy na čepů jsou 30,050 mm a 32,033 mm.

Satelity byly nahrazeny dutými válci s vnějším průměrem $d_f = 57$ mm, který odpovídá patní kružnici ozubení. Uprostřed satelitu byl vymodelován tenký proužek pro aplikaci sil, které působí na čep.

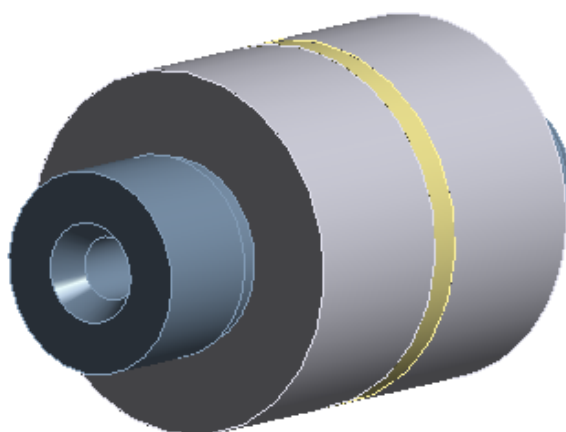
Jehličková ložiska na kterých jsou umístěny satelity, které se otáčejí na osách satelitů, nebyla ve výpočtu uvažována. Jejich zahrnutí do výpočetního modelu by zvýšilo složitost a časovou náročnost analýzy. Pro zjednodušení bylo uvažováno, že satelit je pevně nasazen na čepu viz Obr. 5.3.



Obr. 5.1 Výpočetní geometrický model



Obr. 5.2 Výpočetní geometrický model



Obr. 5.3 Pevné nasazení válce simulující satelit na čep

6 Materiálové vlastnosti

Celá soustava kolové redukce je zatížená staticky. Pro čepy, satelity a unašeč byl uvažován lineární model materiálu, kde hodnota napětí nepřekročí mez kluzu, a proto nemůžou nastat trvalé deformace.

6.1 Materiál čepu a satelitu – ocel 14 224

Materiálové parametry čepu a satelitu uvedené v Tab. 6.1, byly převzaty z [7].

Tab. 6.1 Materiálové vlastnosti čepu a satelitu – ocel 14 224

| | |
|----------------------------------|--------------------|
| Modul pružnosti v tahu | $2 \cdot 10^5$ MPa |
| Poissonova konstanta | 0,3 |
| Mez kluzu čepu – ocel ČSN 14 224 | 590 MPa |

6.2 Materiál unašeče – tvárná litina 42 2307

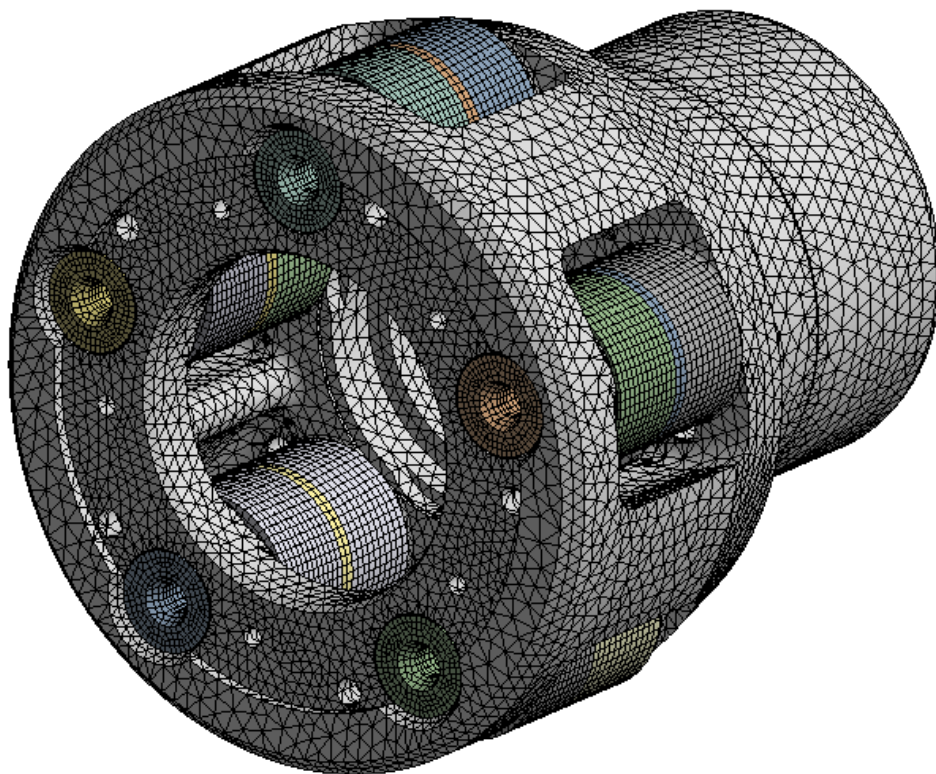
Materiálové parametry unašeče uvedené v Tab. 6.2, byly převzaty z [7].

Tab. 6.2 Materiálové vlastnosti unašeče – tvárná litina 42 2307

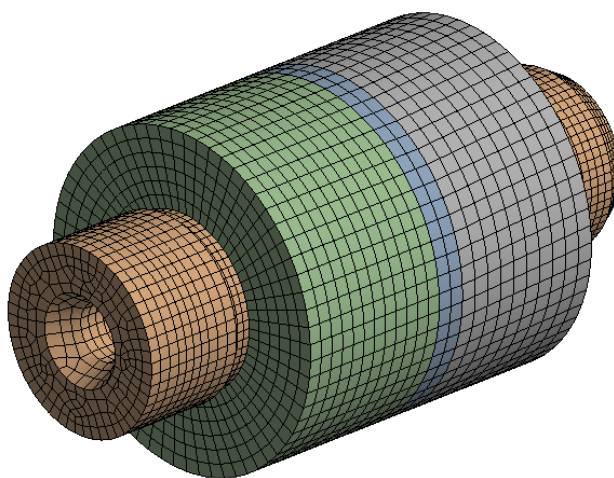
| | |
|-------------------------------------|-----------------------|
| Modul pružnosti v tahu | $1,76 \cdot 10^5$ MPa |
| Poissonova konstanta | 0,275 |
| Mez kluzu unašeče – ocel ČSN 14 224 | 420 MPa |
| Nejnižší pevnost v tahu | 700 MPa |

7 Diskretizace geometrického modelu na konečné prvky

Pevnostní výpočet součásti byl proveden metodou konečných prvků. Tato metoda vyžaduje rozdělení těles na malé tzv. konečné prvky neboli elementy. Čepy a satelity byly diskretizovány prvkem tvaru hexaedru a těleso unašeče prvkem tvaru tetraedru. Počet uzlů konečnoprvkového modelu byl přibližně 715 tisíc to je **2 145** tisíc stupňů volnosti. Diskretizovaný model je uveden na Obr. 7.1 a Obr. 7.2.



Obr. 7.1 Diskretizovaný model včetně satelitů a čepů



Obr. 7.2 Diskretizovaný model čepu a satelitu

8 Okrajové podmínky, zatížení a kontaktní nastavení

Unašeč kolové redukce je nasazen na drážkované hřídeli pomocí rovnobokého drážkování. Jak již bylo uvedeno v kapitole 5, drážkování bylo z důvodu zjednodušení modelu odstraněno. Na vzniklou válcovou plochu (viz Obr. 8.1) byl aplikován krouticí moment o velikosti 50,014 kNm, dle zadání viz. kapitola 4.

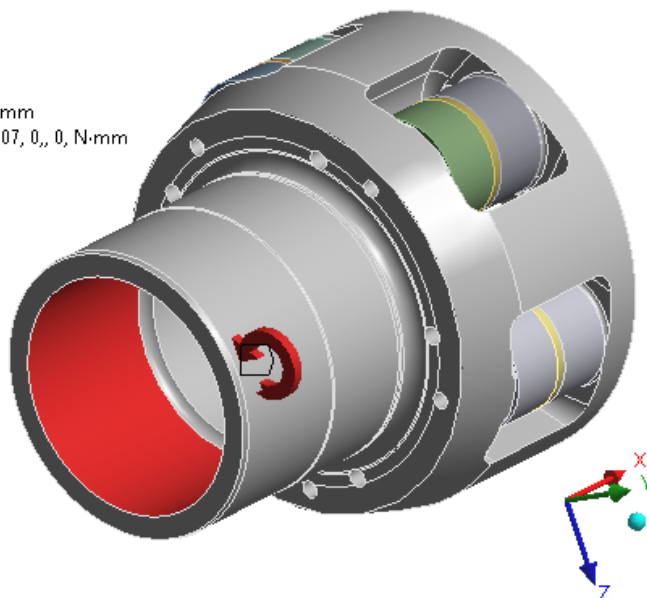
A: Static Structural (ANSYS)

Moment

Time: 2, s

20.5.2011 23:59

■ Moment: 5,0014e+007 N-mm
Components: -5,0014e+007, 0, 0, N-mm



Obr. 8.1 Kroutící moment na válcovou plochu drážkování

Satelity jsou zatíženy silami, jejichž velikost i směr je dán, viz kapitola 3. Jednotlivé satelity jsou zatíženy silou o velikosti 125,034 kN. Úhly působení sil jsou zřejmé z Obr. 4.3. Síly působí na 5 mm širokou válcovou plochu umístěnou v polovině satelitu. Zobrazení aplikovaného zatížení silami je uvedeno na Obr. 8.2 a Obr. 8.3.

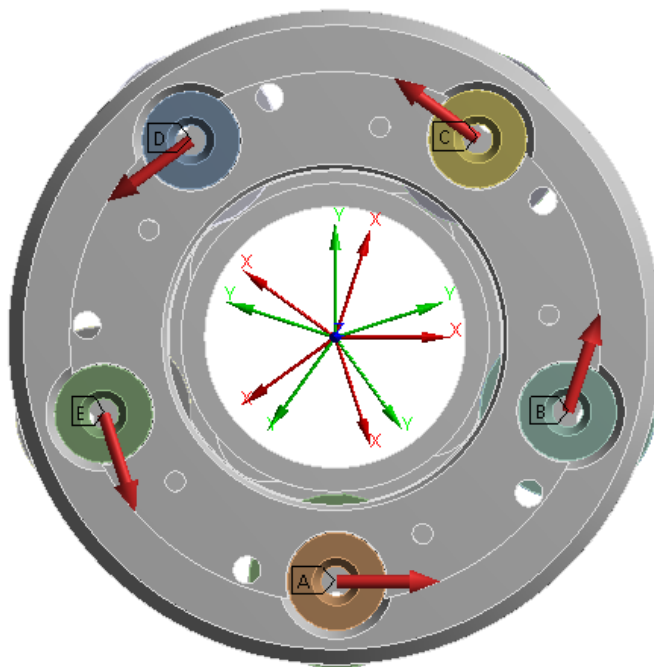
A: Static Structural (ANSYS)

Remote Force 5

Time: 2, s

21.5.2011 0:20

■ A Remote Force: 1,2503e+005 N
■ B Remote Force 2: 1,2503e+005 N
■ C Remote Force 3: 1,2503e+005 N
■ D Remote Force 4: 1,2503e+005 N
■ E Remote Force 5: 1,2503e+005 N



Obr. 8.2 Zobrazení aplikovaných sil na satelity

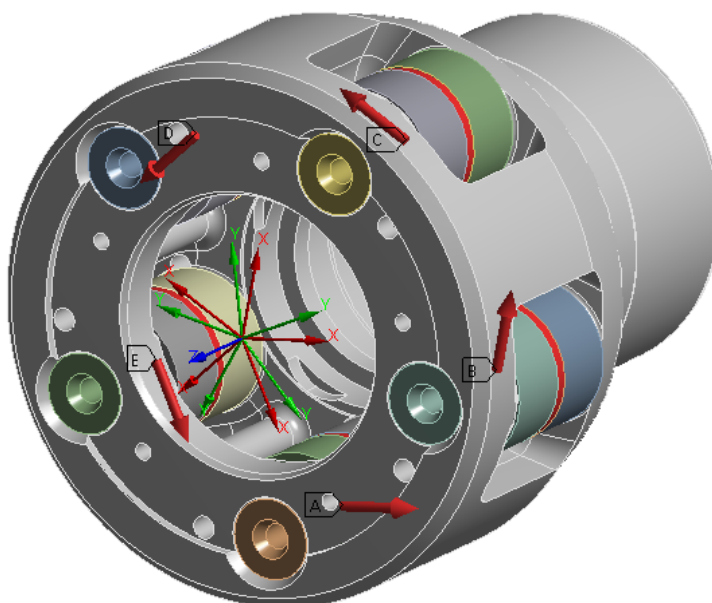
A: Static Structural (ANSYS)

Remote Force 5

Time: 2, s

21.5.2011 0:20

- A** Remote Force: 1,2503e+005 N
- B** Remote Force 2: 1,2503e+005 N
- C** Remote Force 3: 1,2503e+005 N
- D** Remote Force 4: 1,2503e+005 N
- E** Remote Force 5: 1,2503e+005 N



Obr. 8.3 Zobrazení aplikovaných sil na satelity

Na Obr. 8.4 jsou dvě zvýrazněné plochy. Plocha 1 znázorňuje podepření unašeče kolové redukce kuželíkovým ložiskem. Jelikož ložisko přenáší sílu v radiálním směru, bylo zabráněno posuvu v tomto směru, pomocí tlakové vazby. Distanční podložka plní funkci dorazu pro nalisování kuželíkového ložiska o unašeč a rovněž zabraňuje axiálnímu posunutí unašeče. Proto byla aplikována na plochu 2 opět tlaková vazba, která zabraňuje posuvu ve směru normály na plochu.

A: Static Structural (ANSYS)

Compression Only Support 2

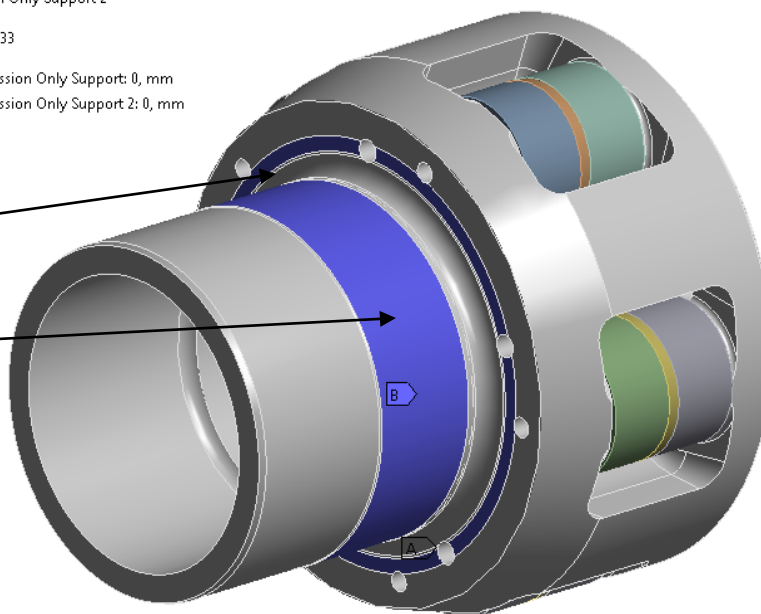
Time: 1, s

21.5.2011 11:33

- A** Compression Only Support: 0, mm
- B** Compression Only Support 2: 0, mm

Plocha 2

Plocha 1



Obr. 8.4 Zabránění posunutí ve směru normály na plochu u ložiska a distanční podložky

Na plochu 3 viz Obr. 8.5, kde distanční kroužek, zabraňuje posuvu unašeče v axiálním směru, byla aplikována tlaková vazba.

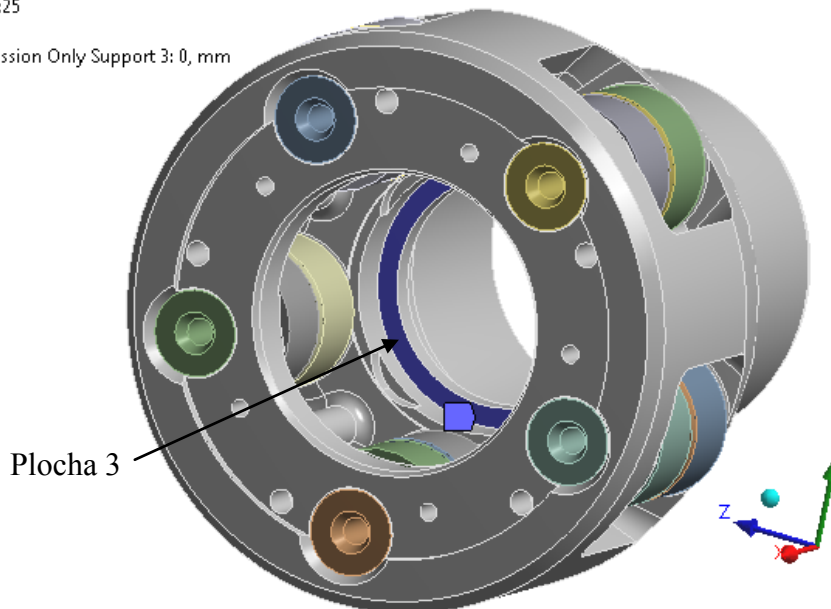
A: Static Structural (ANSYS)

Compression Only Support 3

Time: 1, s

20.5.2011 19:25

■ Compression Only Support 3: 0, mm



Obr. 8.5 Odebrání posuvu ve směru osy unašeče

Při konečnoprvkové statické analýze musí být zabráněno pohybu těles jako tuhého celku. Proto na Obr. 8.6 je odebrána rotace kolem osy x.

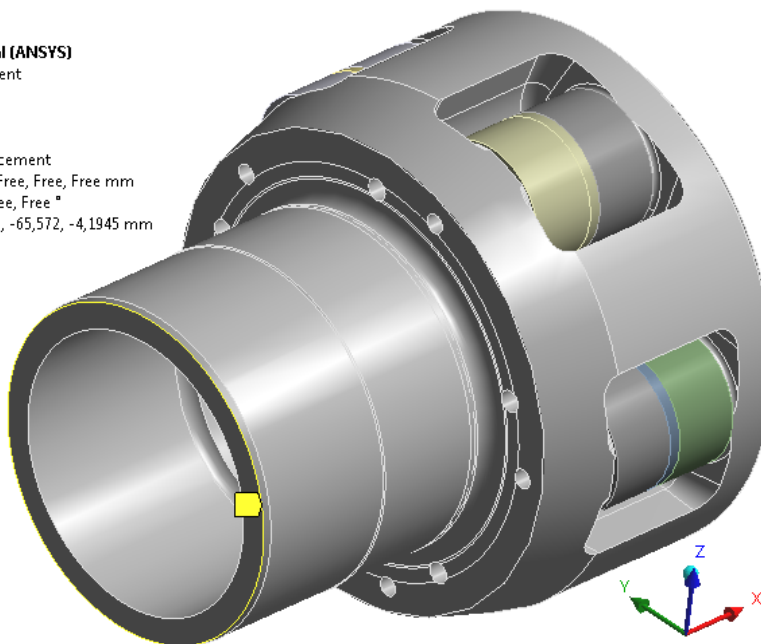
A: Static Structural (ANSYS)

Remote Displacement

Time: 1, s

20.5.2011 13:53

■ Remote Displacement
Components: Free, Free, Free mm
Rotation: 0, Free, Free °
Location: 843,3, -65,572, -4,1945 mm



Obr. 8.6 Odebrání rotace kolem osy unašeče

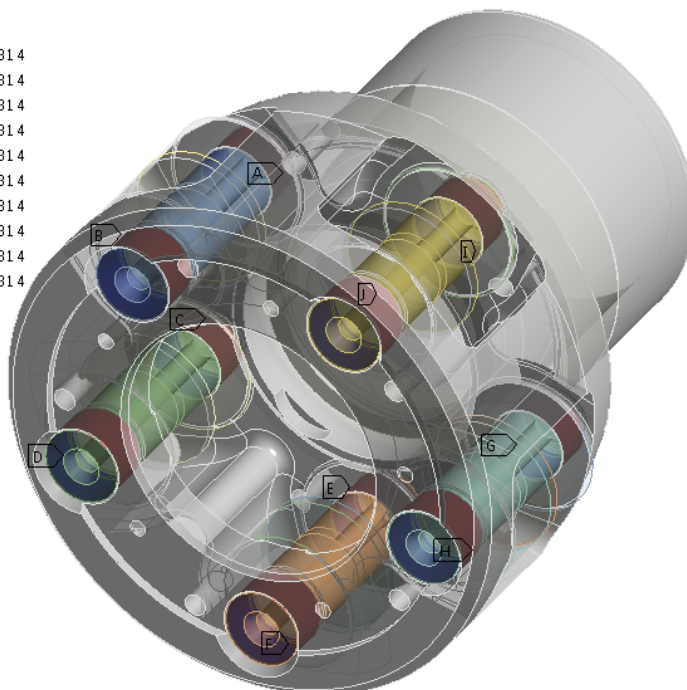
Kontakty mezi unašečem a čepy byly nastaveny s koeficientem suchého tření 0,2, což je nejmenší hodnota koeficientu suchého tření pro styk litiny a ocele (převzato z [6]). Umístění kontaktních ploch je zobrazeno na Obr. 8.7.

Dovolená penetrace neboli dovolené proniknutí dvou těles do sebe bylo nastaveno na hodnotu 0,001 mm.

Pro výpočet kontaktů, byla použita Lagrangeova metoda multiplikátorů.

Frictional - cep5 To 442 0 2042 031 4
Static Structural
20.5.2011 19:40

- A Frictional - cep1 To 442 0 2042 031 4
- B Frictional - cep1 To 442 0 2042 031 4
- C Frictional - cep2 To 442 0 2042 031 4
- D Frictional - cep2 To 442 0 2042 031 4
- E Frictional - cep3 To 442 0 2042 031 4
- F Frictional - cep3 To 442 0 2042 031 4
- G Frictional - cep4 To 442 0 2042 031 4
- H Frictional - cep4 To 442 0 2042 031 4
- I Frictional - cep5 To 442 0 2042 031 4
- J Frictional - cep5 To 442 0 2042 031 4



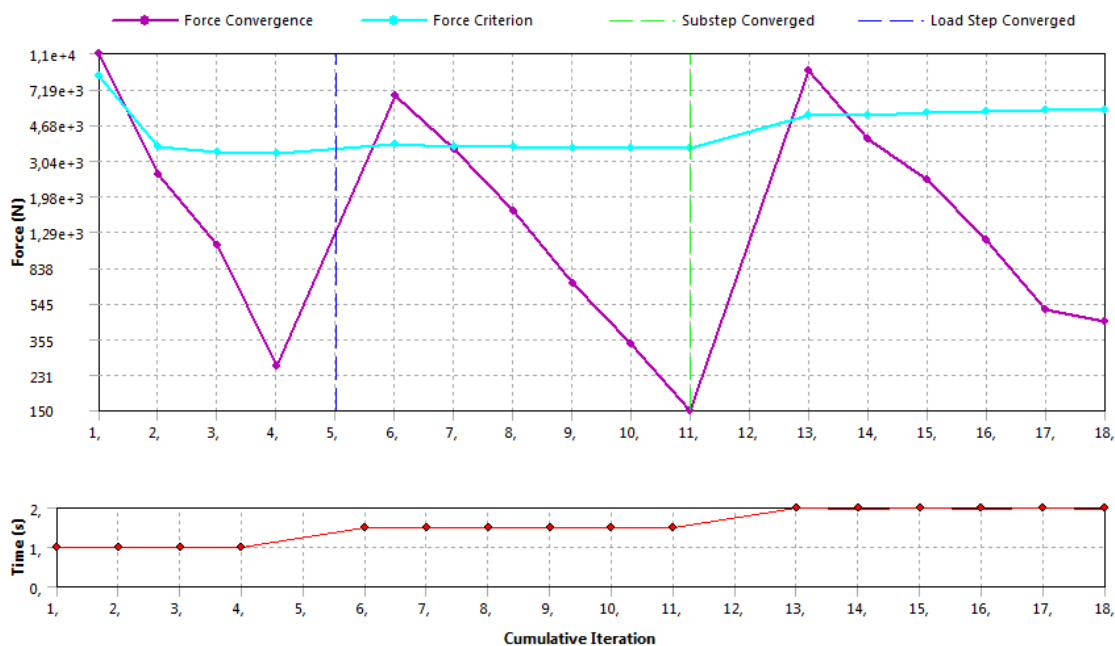
Obr. 8.7 Kontakty mezi unašečem a čepy

9 Charakter a nastavení výpočtu

Úlohu lze charakterizovat jako nelineární statický výpočet. Nelinearita je zavedena u kontaktních prvků mezi čepy a tělem unašeče. Použití kontaktních prvků je důležité z důvodu zahrnutí nalisování čepů s přesahem do těla unašeče.

Úloha je rozdělena do dvou zatěžných kroků. V prvním zatěžujícím kroku je unašeč zatížen pouze vnesením nalisování čepů do unašeče a ve druhém kroku je součást zatížená silami na satelitech a kroutícím momentem. Graf konvergence síly při výpočtu je uveden na Obr. 9.1

Konečnoprvková nelineární statická analýza byla provedena v programu ANSYS Workbench 13.



Obr. 9.1 Graf konvergence síly rozdělené do dvou zátěžných kroků; [N]

10 Výsledky pevnostní analýzy unašeče

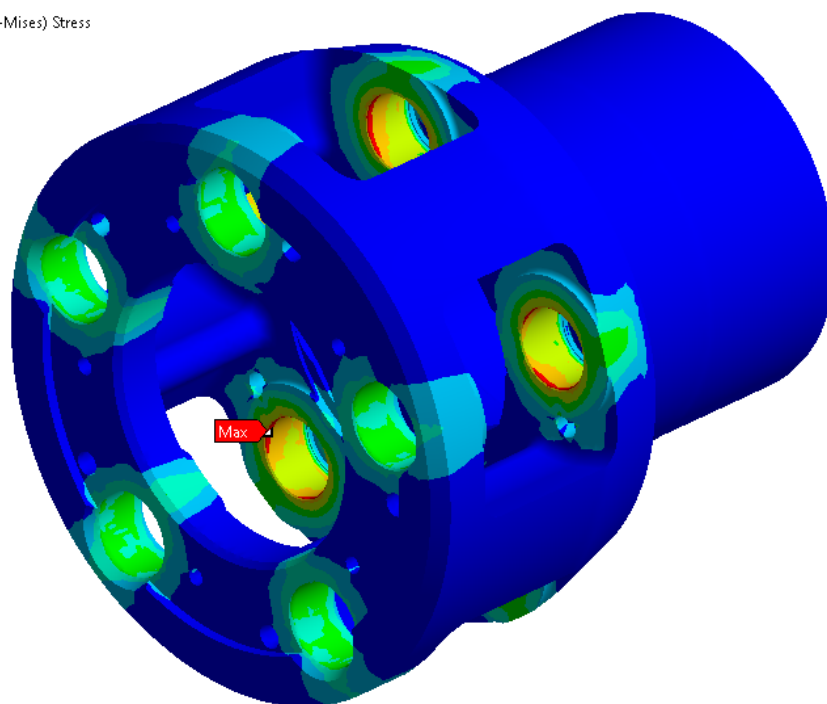
Ke kontrole správnosti výpočtu byla vypsána hodnota momentové reakce v okrajové podmínce uvedené na Obr. 8.6. Pokud pevnostní analýza proběhla správně, měla by se hodnota momentové reakce blížit nule. Vypočtená výsledná hodnota byla 3,1 Nm, což je v porovnání s hodnotou kroutícího momentu 50 014 Nm, zanedbatelně malé číslo.

10.1 Pole redukováného napětí od nalisování čepů

Na Obr. 10.1 je zobrazeno pole redukováného napětí vnesením nalisováním čepů s maximálními přesahy 0,050 mm a 0,033 mm viz. Obr. 3.4. Jednotlivé hodnoty redukováného napětí v otvorech pro nalisování čepu jsou zobrazeny na Obr. 10.2.

A: Static Structural (ANSYS)
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 20.5.2011 20:32

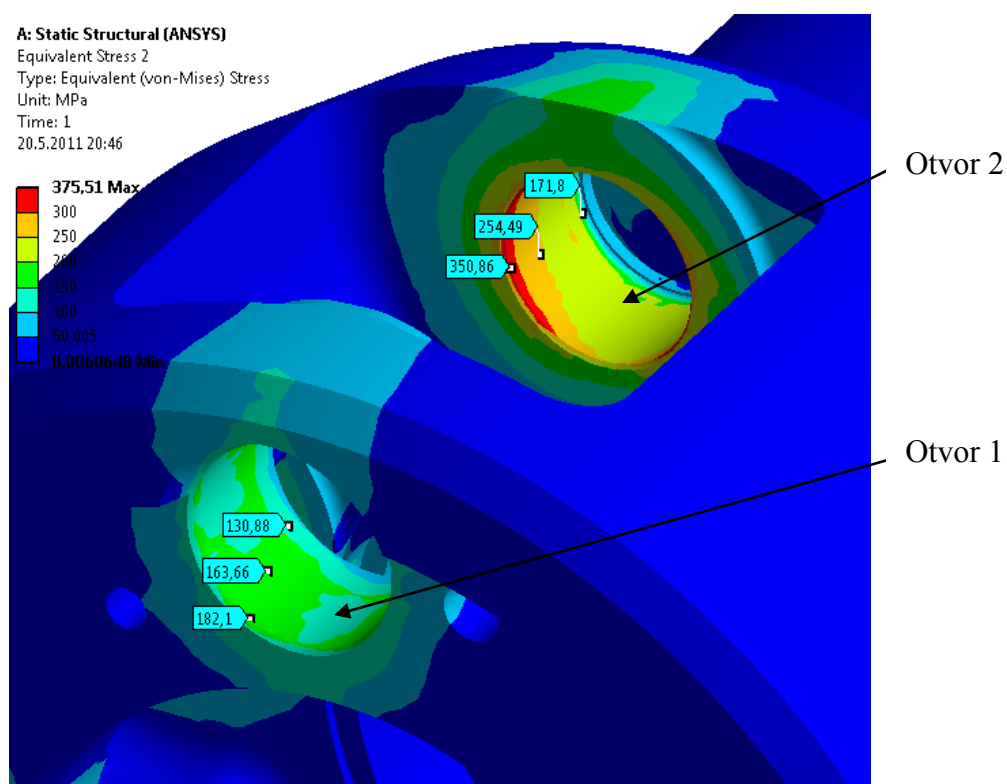
375,51 Max
 300
 250
 200
 150
 100
 50,005
 0,0060648 Min



Obr. 10.1 Pole redukovaného napětí od nalisování čepů; [MPa]

A: Static Structural (ANSYS)
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 20.5.2011 20:46

375,51 Max
 300
 250
 200
 150
 100
 50,005
 0,0060648 Min



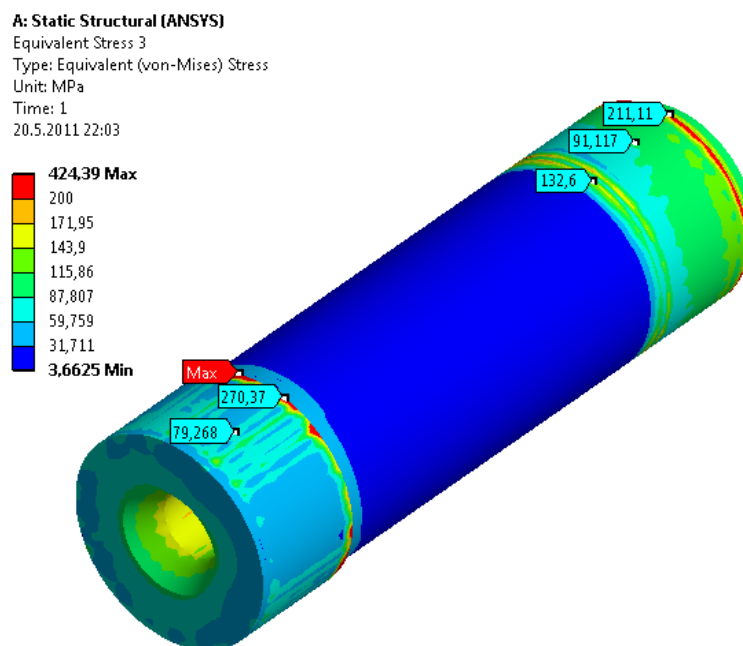
Obr. 10.2 Jednotlivé hodnoty napětí od nalisování čepů; [MPa]

Z důvodu menšího přesahu je v otvoru 1 (průchozí díra) unašeče menší napětí. Hodnoty napětí se pohybují kolem 170 MPa.

Maximální napětí 375 MPa se objevuje na okrajích otvoru 2 (neprůchozí díra). Ve zbytku díry se hodnoty napětí pohybují do 300 MPa. Vzhledem k tomu, že napětí v otvoru 2 jsou dosti vysoká, kde součást ještě není zatížena silami a kroutícím momentem vyplývá, že okraj otvoru bude kritické místo unašeče.

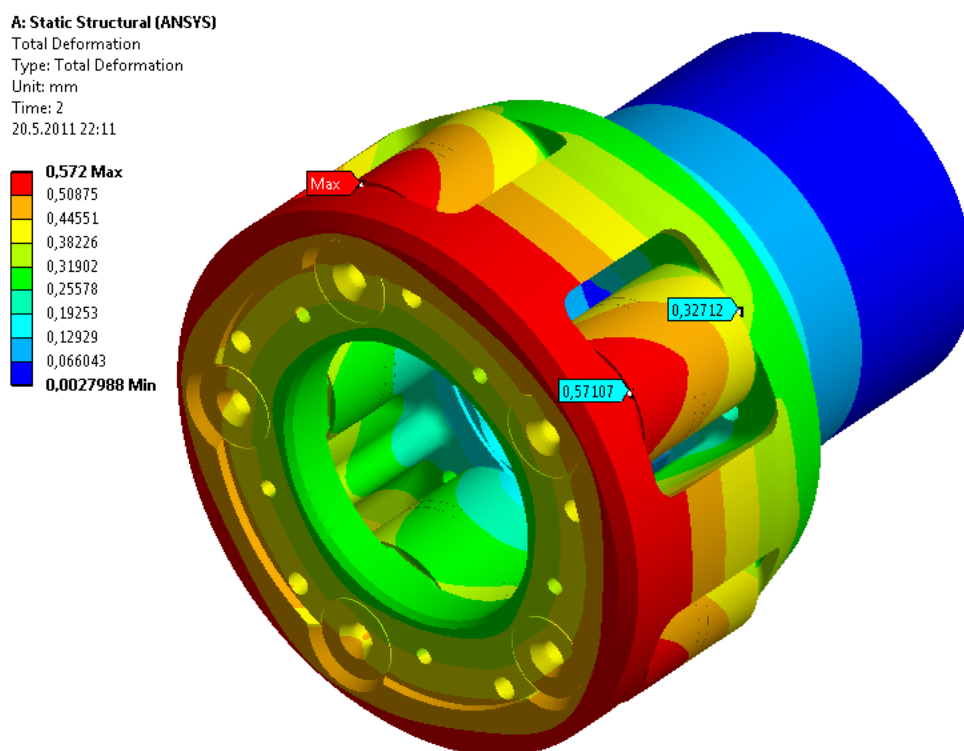
Posunutí vyvolaná přesahem jsou nízká, a to do hodnoty 0,04 mm.

Na Obr. 10.3 je zobrazeno rozložení redukovaného napětí na čepu vlivem vneseného přesahu. Lze vidět, že maximální hodnoty napětí jsou na krajích hran čepu, kde dochází k otlacení hran vlivem nalisování do otvorů unašeče.



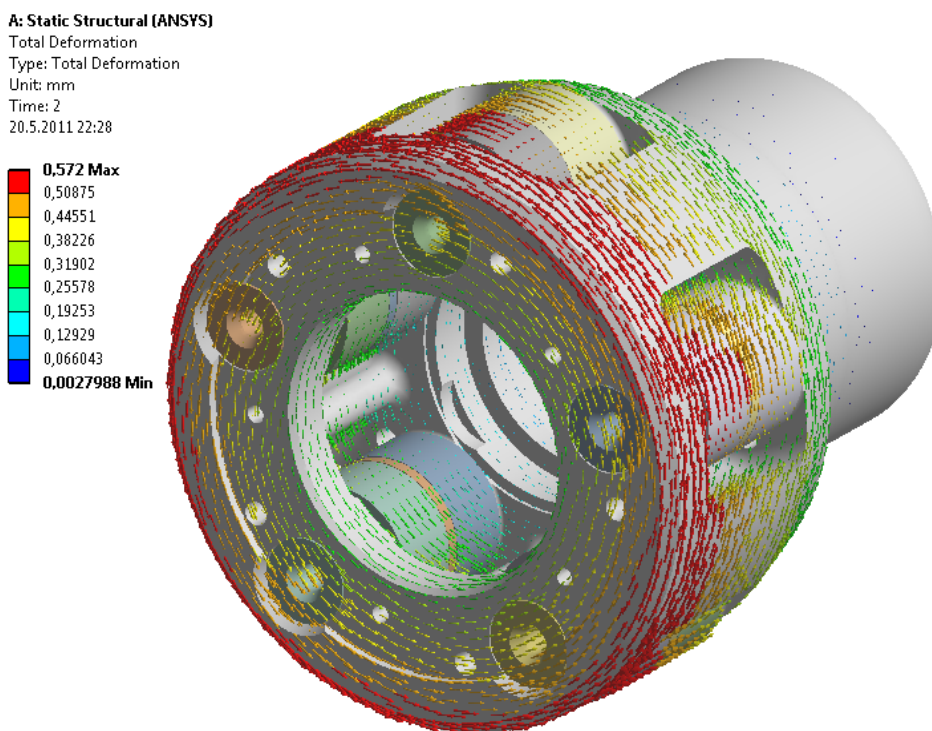
*Obr. 10.3 Rozložení redukovaného napětí na čepu
od nalisování; [MPa]*

10.2 Celkové posunutí a redukované napětí od nalisování a zatížení satelitů



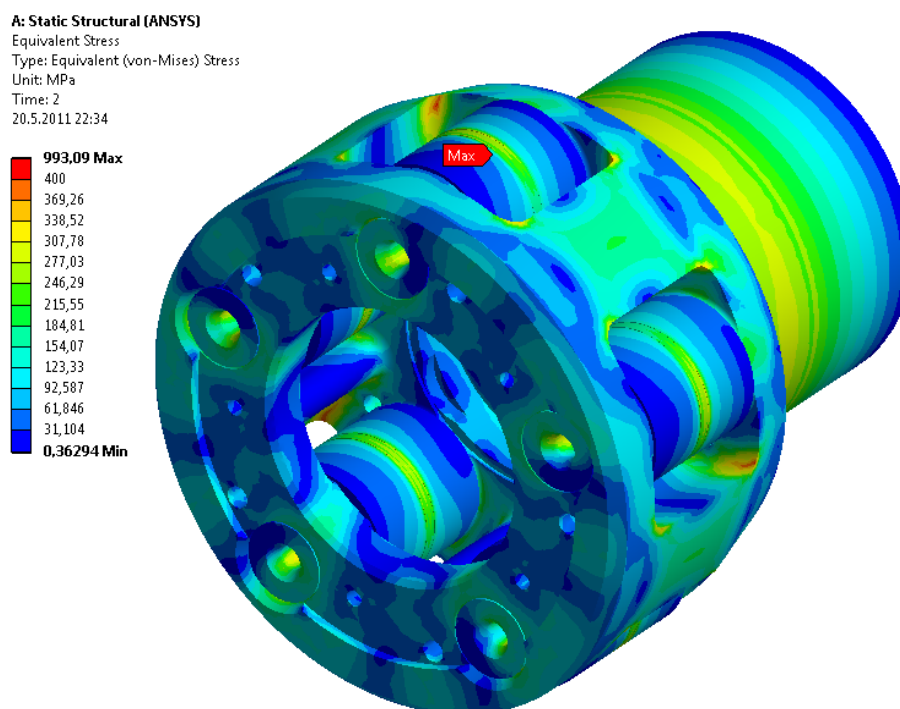
Obr. 10.4 Celkové pole posunutí unašeče; [mm]

Celkové pole posunutí unašeče je zobrazeno na Obr. 10.4 a Obr. 10.5. Maximální hodnota celkového posunutí je přibližně 0,6 mm.

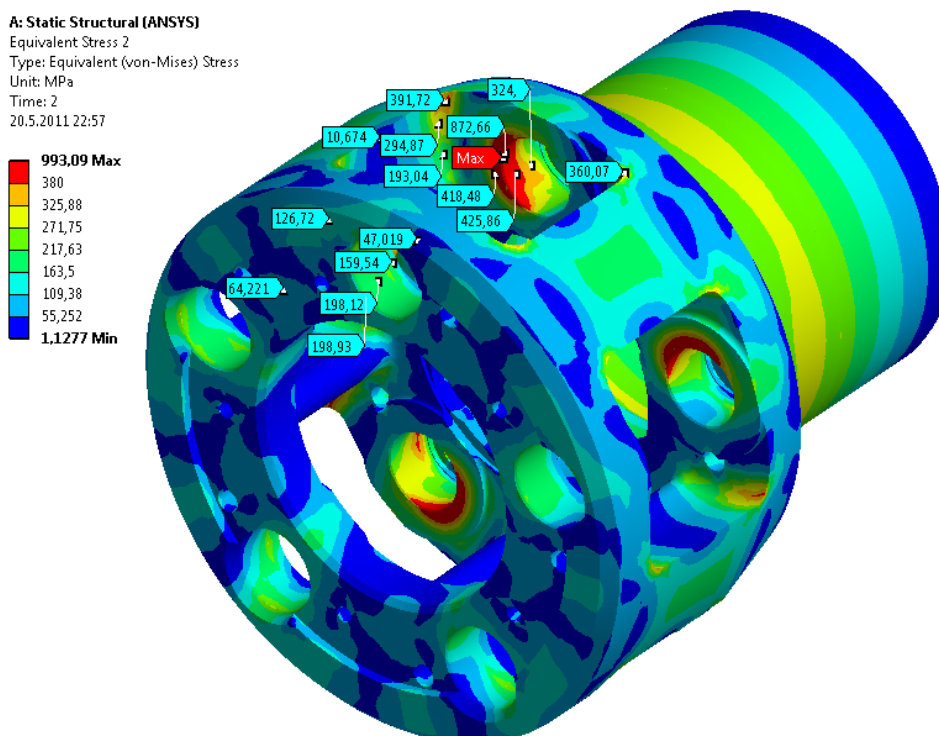


Obr. 10.5 Vektorové zobrazení celkového posunutí unašeče; [mm]

Rozložení redukovaného napětí dle HMH celého geometrického modelu lze vidět na Obr. 10.6. Přesné umístění maximální hodnoty napětí 993 MPa a rozložení redukovaného napětí na těle unašeče kolové redukce je zobrazeno na Obr. 10.7 a Obr. 10.8.



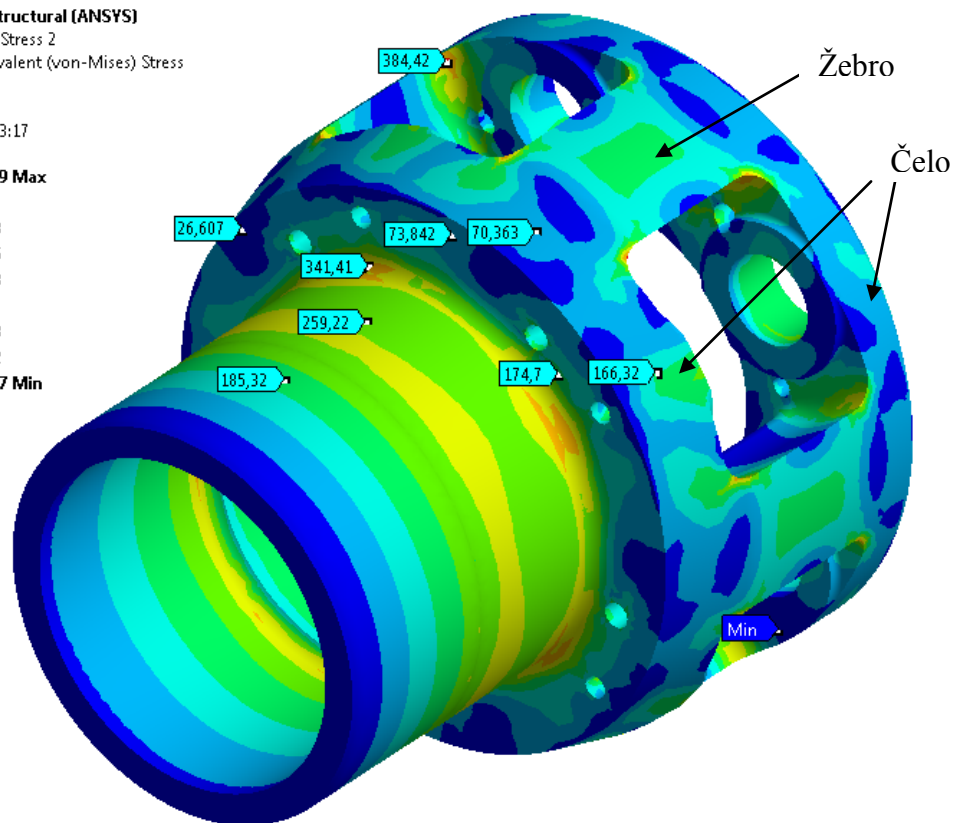
Obr. 10.6 Pole redukovaného napětí na celém modelu; [MPa]



Obr. 10.7 Pole redukovaného napětí unašeče; [MPa]

A: Static Structural (ANSYS)
 Equivalent Stress 2
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 20.5.2011 23:17

993,09 Max
 380
 325,88
 271,75
 217,63
 163,5
 109,38
 55,252
 1,1277 Min

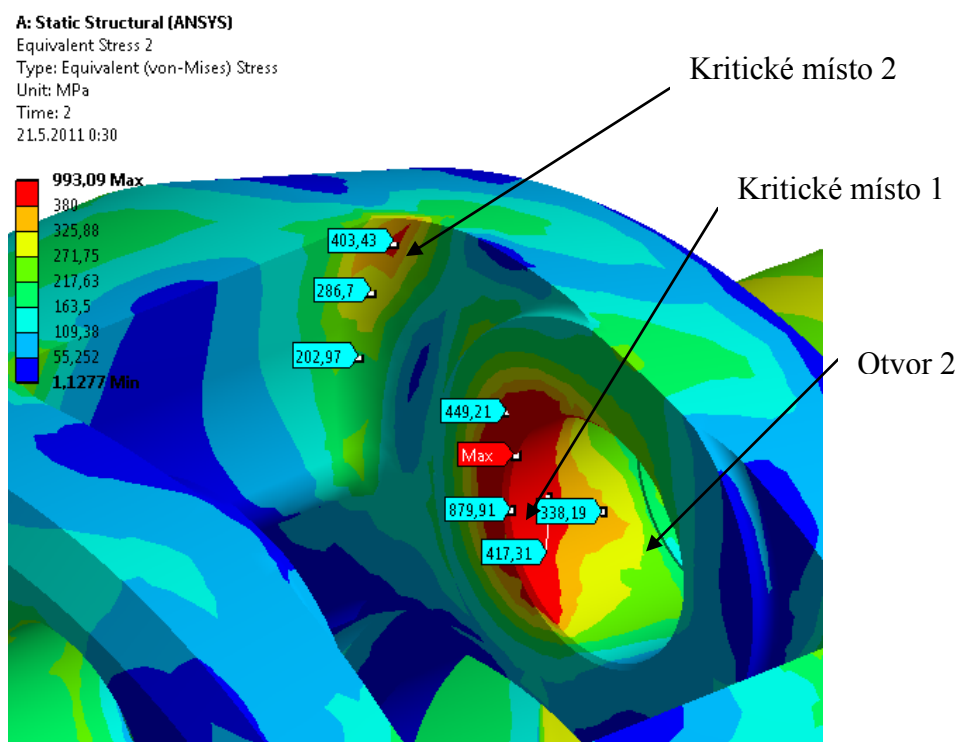


Obr. 10.8 Pole redukovaného napětí unašeče; [MPa]

Z rozložení pole redukovaného napětí vyplývá, že červená kontura znázorňuje kritická místa unašeče, která jsou vyobrazena na Obr. 10.9. Přibližně 90% redukovaného napětí odpovídá mezi kluzu tvárné litiny, tedy 420 MPa. Z toho vyplývá, že součást je předimenzovaná v oblasti čela a také spojovacích žebířů.

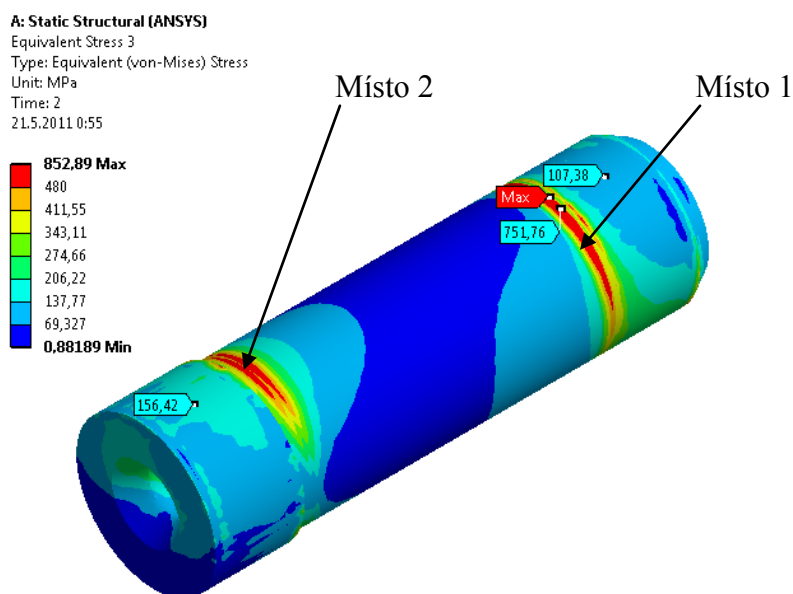
První kritické místo unašeče je otvor 2 (neprůchozí díra) pro čep satelitu viz Obr. 10.9. Na levém okraji vzniká značné otláčení vlivem zatížení od satelitů, přenášené na čep a unašeč. Otláčení může být způsobeno možným uložením čepu v díře nebo jeho konstrukcí.

Druhé kritické místo je v místě zaoblení napojení žebířu na čelo unašeče viz Obr. 10.9.



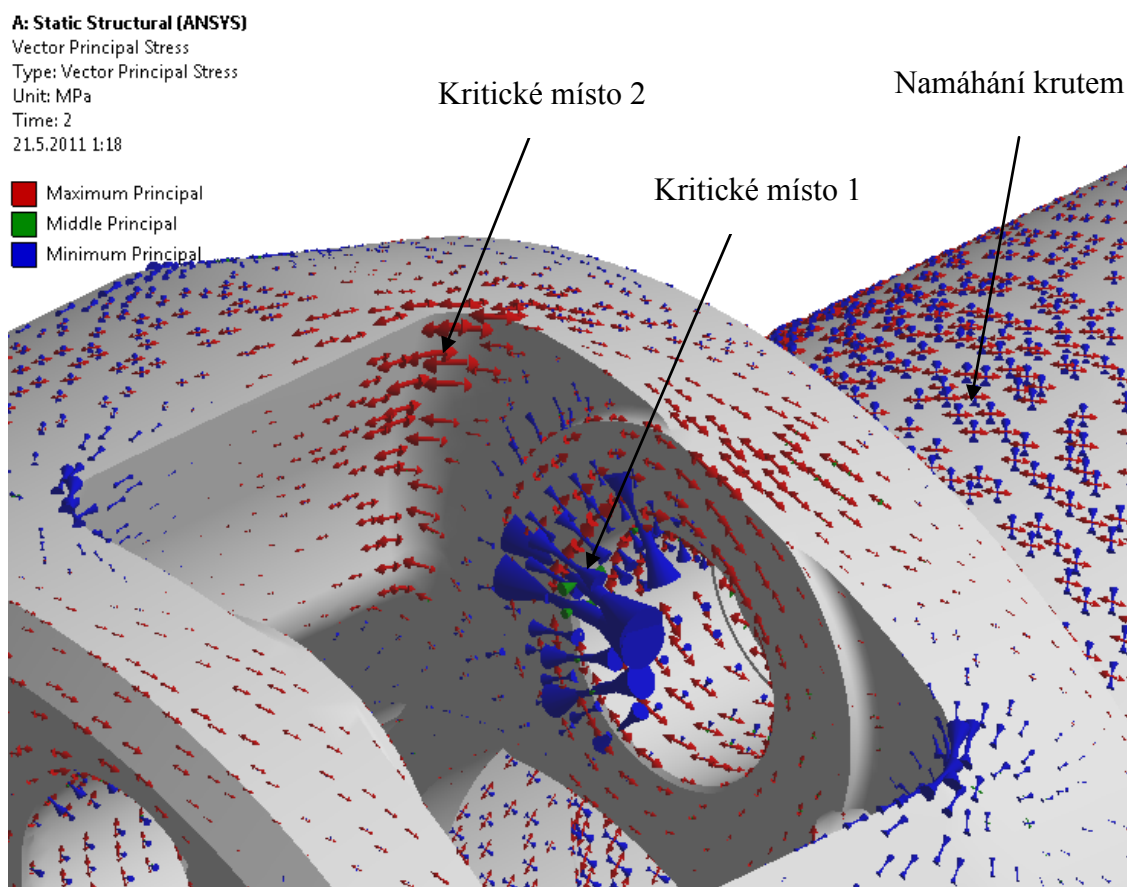
Obr. 10.9 Kritická místa unašeče; [MPa]

Na Obr. 10.10 je zobrazeno rozložení redukovaného napětí v čepu. Lze vidět, že maximální hodnota napětí 852 MPa je v místě, kde se stýká čep s hranou otvoru kritického místa 1. Na čepu v místě 1 dojde k mírnému otláčení styčné plochy. V místě 2 dochází rovněž k mírnému otláčení. Toto je způsobeno zjednodušením, že satelit je pevně nasazen na čepu. Ve skutečnosti k tomuto nedojde, jelikož mezi čepem a satelitem jsou použita jehličková ložiska. Jinak je čep dostatečně nadimenzován.



Obr. 10.10 Pole redukovaného napětí v čepu; [MPa]

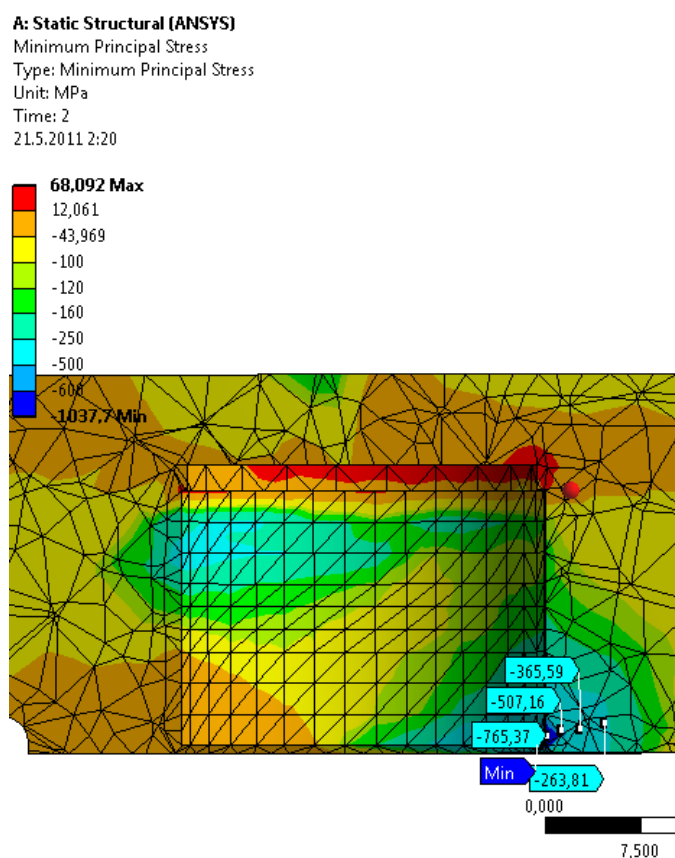
10.3 Rozložení hlavních napětí v kritických místech unašeče



Obr. 10.11 Rozložení hlavních napětí na unašeči; [MPa]

S rozložení hlavních napětí kritických míst unašeče na Obr. 10.11, lze rozpoznat několik druhů namáhání. Modré šipky znázorňují tlakové napětí, červené tahové napětí a zelené střední napětí. V místě, kde byl aplikován krouticí moment viz. Obr 8.1, vzniká na celé válcové ploše namáhání krutem. Tahové a tlakové napětí jsou navzájem na sebe kolmé a skloněné pod úhlem 45° . V kritickém místě 1 vzniká převážně tlakové napětí. Tvárná litina má daleko lepší pevnost v tlaku než v tahu, proto se díra při zatížení od satelitu jenom mírně otlačí a nedojde k výraznému poškození. Kritické místo 2 je namáháno samotným tahovým napětím. Jelikož litina má horší pevnost v tahu, měla by se volit vhodnější úprava tohoto místa za účelem snížení tohoto napětí.

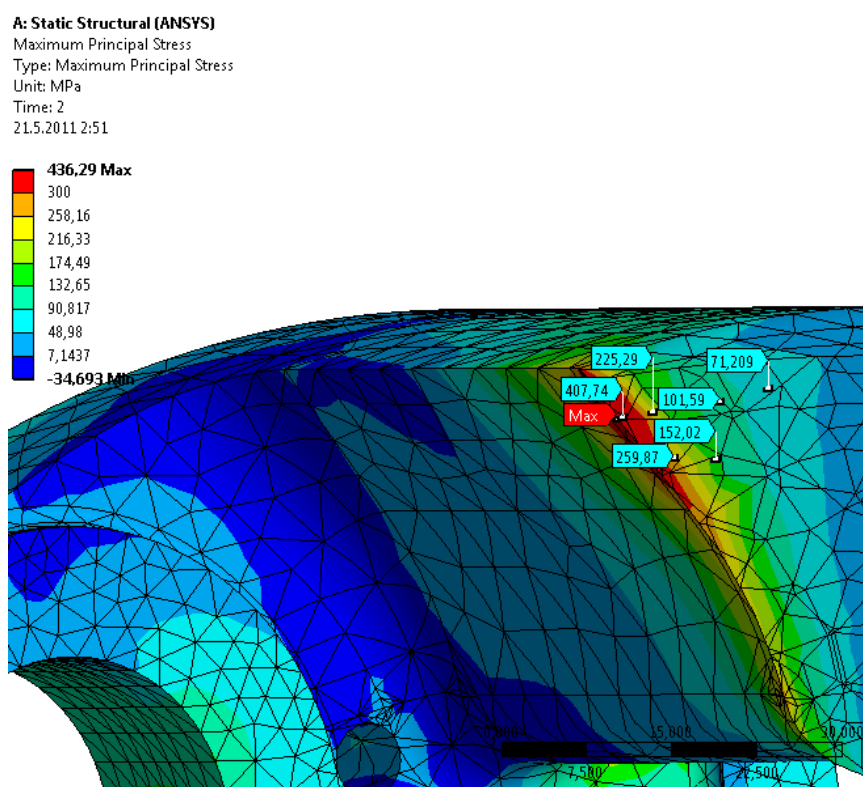
10.4 Vykreslení 1. hlavního napětí v kritickém místě 1



Obr. 10.12 1. hlavní napětí v kritickém místě 1; [MPa]

Na Obr. 10.12 je vykresleno rozložení 1. hlavního napětí (tlak) v řezu unašeče kritického místa 1 od nalisování čepu a zatížení od satelitu. Maximální 1. hlavní napětí je 1037 MPa na povrchu díry pro čep. Lze vidět, že nejvyšší hodnoty napětí kolem 800 MPa, zasahují do hloubky přibližně 1 mm, dále se pak hodnoty napětí výrazně zmenšují.

10.5 Vykreslení 3. hlavního napětí v kritickém místě 2

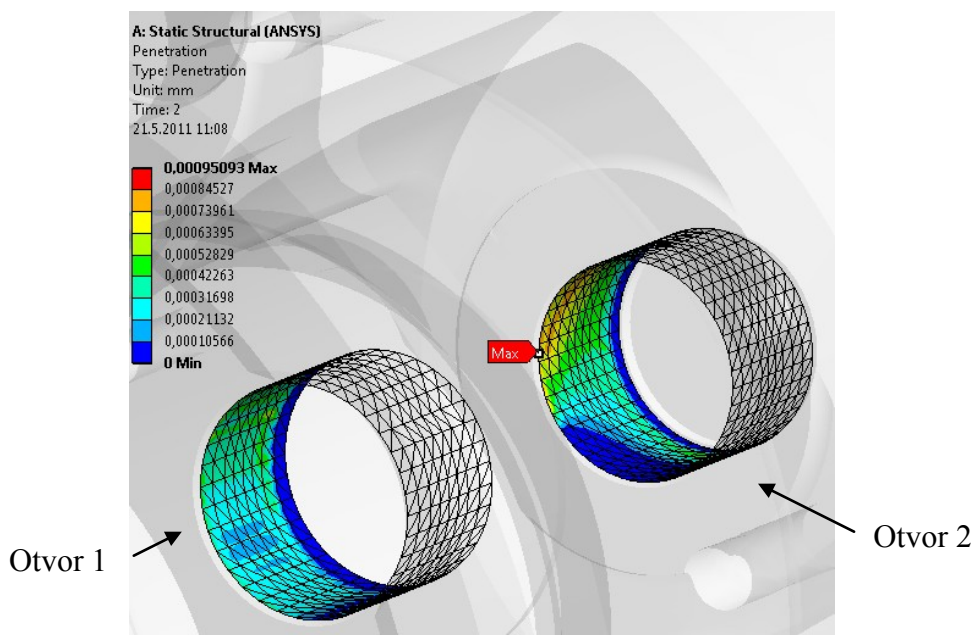


Obr. 10.13 3. hlavní napětí v kritickém místě 2; [MPa]

Jednotlivé hodnoty 3. hlavního napětí (tah) jsou vykresleny na Obr. 10.13. Maximální hodnota 3. hlavního napětí kritického místa je 436 MPa, která je o málo větší než je hodnota meze kluzu tvárné litiny (420 MPa). Tahová napětí nad 300 MPa se pohybují do hloubky přibližně 2,5 mm. Snížení tahového napětí, lze vyřešit zmenšením profilu žebra a jeho napojení na čelo unašeče.

10.6 Penetrace v kontaktech

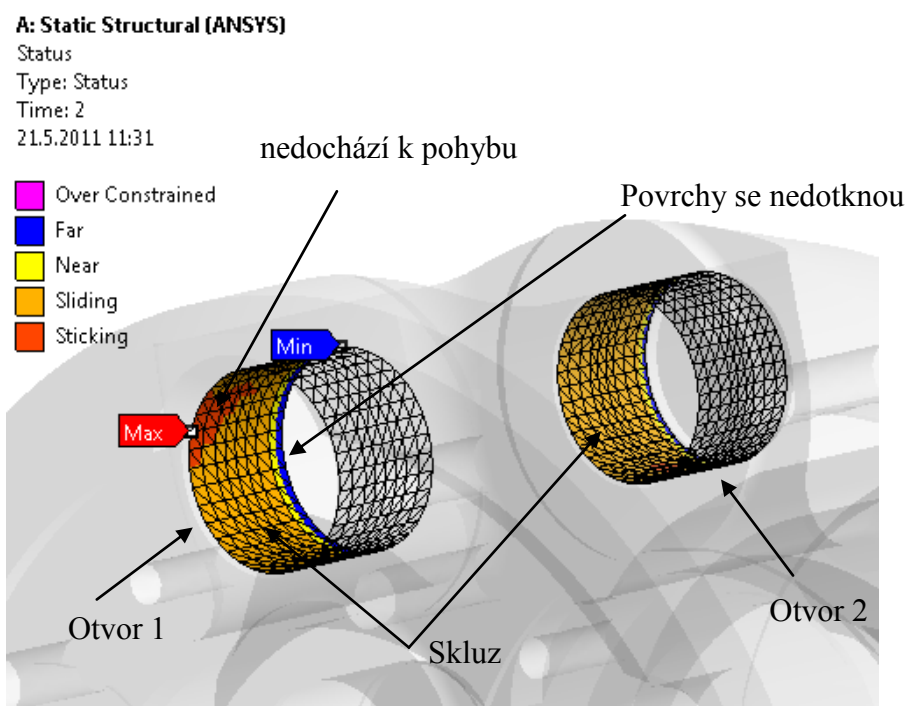
Čepy jsou nalisovány s přesahy 0,050 mm a 0,033 mm viz Obr 4.4. Dovolená penetrace neboli průnik 2 ploch byla nastavena na hodnotu 0,001 mm s ohledem k přesahům na čepu. Vypočtená penetrace, by měla být řádově nižší, což je v našem případě splněno. Hodnota penetrace v kontaktech je 0,0009 mm, která je zobrazena Obr. 10.14.



Obr. 10.14 Penetrace v kontaktních místech unašeče; [mm]

10.7 Pohyb kontaktních ploch

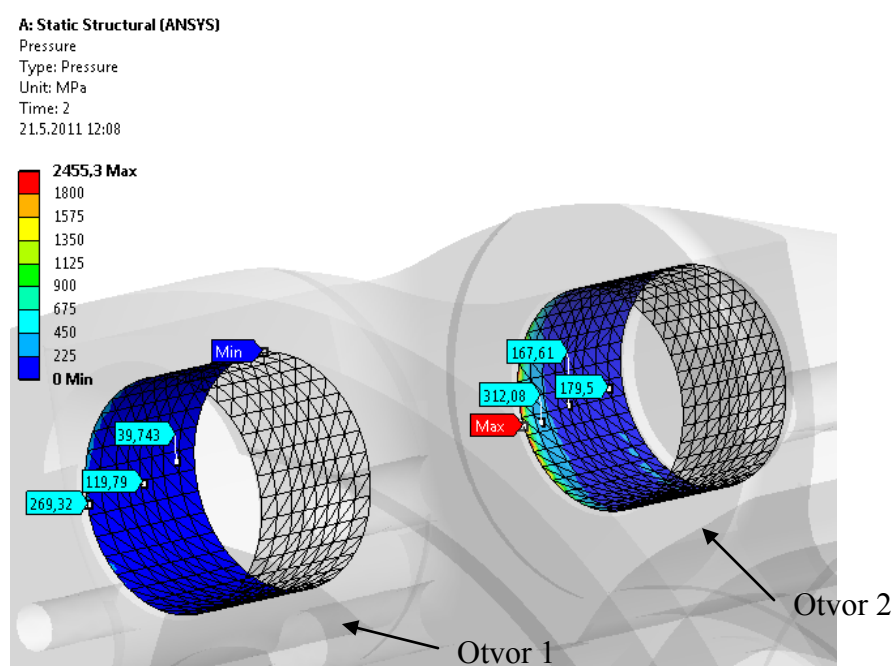
Vlivem zatížení se kontaktní plochy na začátku záběru vůči sobě pohnou. Z Obr. 10.15 je patrné, že na většině povrchu dochází k pohybu kontaktních ploch skluzem. V oblasti maxima se povrchy vůči sobě nepohnou a v oblasti minima se povrchy nedotýkají.



Obr. 10.15 Pohyby kontaktních ploch

10.8 Kontaktní tlak

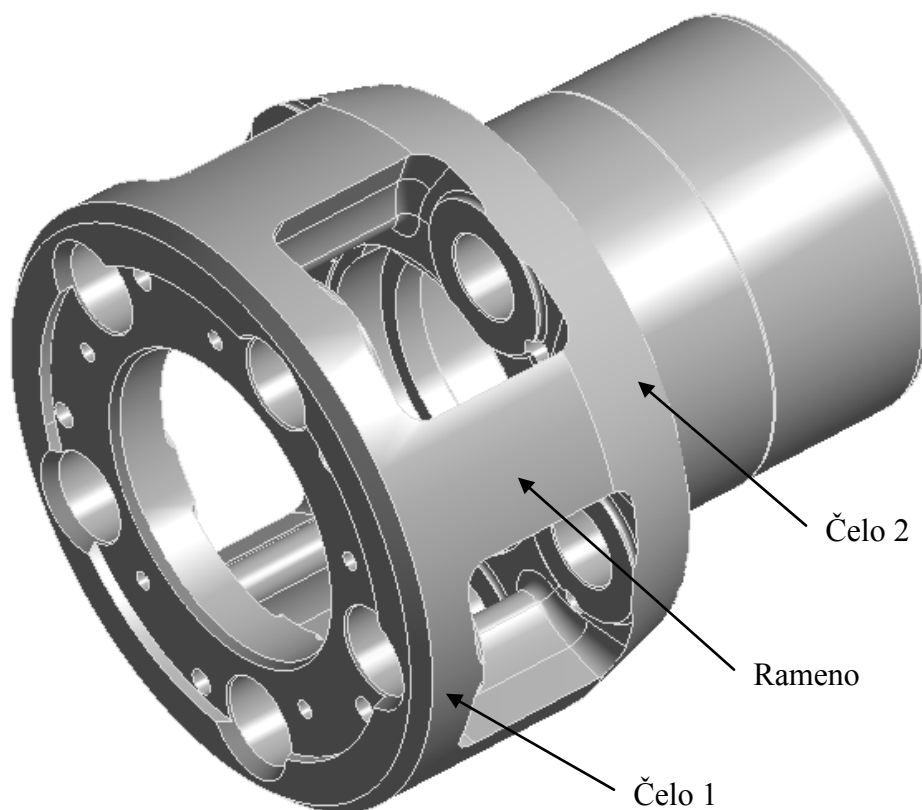
Maximální hodnota tlaku 2455 MPa vzniká na hraně otvoru 2, kde dochází k otláčení hrany unašeče, vlivem nalisování a zatížení od čepu viz Obr. 10.16. V dalších částech otvoru se hodnota tlaku pohybuje pod mezí kluzu. V otvoru 1 nedochází k žádnému otláčení hran.



Obr. 10.16 Kontaktní tlak; [MPa]

11 Modifikace soustavy za účelem snížení napětí

Jak již bylo shrnuto v kapitole 10.2 součást je předimenzovaná v oblasti obou čel a také spojovacích ramen (žeber) viz Obr. 11.1. Proto by měl být materiál odebrán v těchto oblastech.



Obr. 11.1 Předimenzovaná místa původního tvaru unašeče

11.1 Doporučená úprava ramene mezi čely

Ramena spojující obě čela, by měla být nahrazena jiným užším profilem. Napětí v kritickém místě 2 viz Obr. 10.9 se po úpravě profilu ramene sníží.

12 Závěr

Technickým problémem bakalářské práce je optimalizace tvaru unašeče kolové redukce nákladního automobilu s cílem snížení napětí v kritických místech. Současně musí být splněna podmínka dostatečné pevnosti součástí. Vstupní hodnoty a požadavky zadavatele jsou uvedeny v kapitole 4.

Veškerý pevnostní výpočet byl proveden metodou konečných prvků v programovém prostředí Ansys 13.

Úprava jednotlivých částí geometrického modelu je uvedena v kapitole 5.

Materiálové vlastnosti jsou popsány v kapitole 6. Popis okrajových podmínek a zatížení soustavy je uveden v kapitole 8.

Výsledky pevnostního výpočtu původního tvaru unašeče a zatížení pouze od nalisování čepů jsou uvedeny v kapitole 10.1. Na Obr. 10.2 je zobrazeno pole redukovaného napětí dle HMH od nalisování čepu s maximálními přesahy 0,033 a 0,050 (viz. Obr. 4.4). Z důvodu menšího přesahu (otvor 1) v průchozí díře je také menší napětí. Hodnoty napětí se v průchozí díře pohybují kolem hodnoty 165 MPa. Maximální napětí 375 MPa se objevuje na krajích díry se dnem (otvor 2). Ve zbytku díry se hodnota redukovaného napětí pohybuje do 300 MPa. Napětí vyvolaná přesahem 0,050 mm jsou dosti vysoká, vzhledem k tomu, že se k této hodnotě bude přičítat napětí od sil, kterými jsou satelity zatíženy.

Výsledky pevnostního výpočtu původního tvaru unašeče pro zatížení od nalisování čepů a silami na satelitech jsou uvedeny v kapitole 10.2. Pole posunutí unašeče je uvedeno na Obr. 10.4 a Obr. 10.5. Maximální hodnota posunutí je 0,6 mm. Rozložení redukovaného napětí HMH jsou vyobrazeny na Obr. 10.7, 10.8, 10.9. Na základě rozložení redukovaného napětí a vykreslení hlavních napětí na Obr. 10.11 byly určeny kritická místa unašeče. Kritické místo unašeče je neprůchozí díra (otvor 2) pro čep satelitu viz. Obr. 10.9. Na levém okraji díry vzniká značné otláčení. Dokonce je překročena mez pevnosti materiálu. Může to být způsobeno maximálním přesahem na čepu. Dalším kritickým místem je napojení žebra na čelo, viz Obr. 10.9. S rozložení hlavních napětí na Obr. 10.11 je patrné, že místo je namáháno pouze tahem. Z toho plyne doporučení zúžit profil žebra a upravit napojení žebra na čelo.

U modifikace geometrie byl navržen postup snížení napětí v kritickém místě 2, ale z časových důvodů a tvarové složitosti unašeče nebyla optimalizace dokončena.

13 Seznam použité literatury

- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3.
- [2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM – Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
- [3] BOHÁČEK, F. A KOL. *Části a mechanismy strojů III: Převody*. 2. upravené vydání. Brno: VUT, 1987. 267 s. ISBN 55-618-87.
- [4] MORAVEC, V. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. 2. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. 109 s. ISBN 80-248-1057-7.
- [5] LENERT, J. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 1999. 110 s. ISBN 80-7078-686-8.
- [6] LEINVEBER, J; VÁVRA P. *Strojnické tabulky – pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. doplněné vydání. Úvaly, Albra, 2008. 913 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] KRÍŽ, R; TRČKA, J. *Tabulky materiálu pro strojírenství I – kovové materiály – železné kovy*. Ostrava, MONTANEX a.s, 1999. 350 s. ISBN 80-85780-92-5.
- [8] *TATRA* [online]. 2011 [cit. 2011-04-24]. TATRA. Dostupné z WWW: <http://www.tatra.cz/>.
- [9] *Typy nápravových převodovek* [online]. 2011 [cit. 2011-04-09]. Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%A1pravov%C3%A1_p%C5%99evodovka%Konstrukce/.

PODĚKOVÁNÍ

„Velmi děkuji panu Ing. Ondřeji Františkovi za ochotu a strávený čas při vedení bakalářské práce. Děkuji také mým rodičům a mé přítelkyni za podporu při studiu.“

Michal Peroutka